

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických
zařízení

Průtok těsnící spárou disku oběžného kola HD čerpadla

Leakage Flow Through the Stator-Rotor Sealing Gap of
Hydrodynamic Pump

Student:

Bc. Tomáš Vydomus

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Sylva Drábková Ph.D.

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Vydomus**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Průtok těsnicí spárou disku oběžného kola HD čerpadla**
Leakage Flow Through the Stator-Rotor Sealing Gap of Hydrodynamic Pump

Zásady pro vypracování:

Hlavním cílem práce je určení průsaků těsnicí spárou mezi sacím diskem a tělesem čerpadla.

1. Popište funkci, princip činnosti a hlavní konstrukční části hydrodynamického čerpadla.
2. Zpracujte teoretickou část zaměřenou na příčiny a místa vzniku objemových ztrát u hydrodynamických čerpadel.
3. Popište mechanismus proudění v úzkých mezerách.
4. Proveďte základní rozbor úlohy a definici matematického modelu pro CFD analýzu.
5. Realizujte numerické modelování proudění pro vybrané tvary těsnicích spár.
6. Proveďte zhodnocení vlivu tvaru těsnicí spáry na objemovou účinnost.

Seznam doporučené odborné literatury:

- MELICHAR, J., BLÁHA, J. *Problematika soudobé čerpací techniky*. Praha: ČVUT, 2007. 265 s. ISBN 978-80-01-03719-5.
- BLÁHA, J., BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. Praha: ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9.
- BLÁHA, J.; BRADA, K. *Hydraulické stroje*. 1st edition Praha: SNTL, 1992. 747 s. ISBN 80-03-00665-1.
- BOJKO, M. *Návody do cvičení „Modelování proudění“ – FLUENT*. VŠB-TU Ostrava, 2008. [online]. Datum poslední revize 12. 12. 2008. Dostupné z <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Bojko-Fluent.pdf>>
- BLEJCHAR, T. *Návody do cvičení „Modelování proudění“ – CFX*. VŠB-TU Ostrava, 2008. [online]. Datum poslední revize 16. 11. 2008. Dostupné z <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Blejchar-CFX.pdf>>
- ZAVADIL, L. *Numerické modelování proudění v hydrodynamickém čerpadle*. Ostrava, 2009. 60 s. Diplomová práce na Fakultě strojní VŠB-TU Ostrava.
- GÜLICH, J. F. *Centrifugal Pumps*. Second Edition, Springer, 2010 964 p. ISBN 978-3-642-12823-3.
- KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. VŠB-TU Ostrava, 2008. [online]. Datum poslední revize 12. 12. 2008. Dostupné z <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>>
- BOLDIŠ, P. *Bibliografické citace podle dokumentů ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2, část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*. [online], Datum poslední revize 11. 11. 2004. Dostupné z <<http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>>

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 19. 5. 2014

..... *Tomáš Nový*

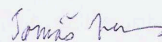
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

19. 5. 2014



podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Tomáš Vydomas

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Letní 291, Hlubočky, 78365, ČR

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Vydomus, T. *Průtok těsnící spárou disku oběžného kola HD čerpadla*: diplomová práce. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní. VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2014, 55 s. Vedoucí práce: Drábková S.

V teoretické části mé diplomové práce je zpracován popis funkce, princip činnosti a hlavních konstrukčních částí hydrodynamického čerpadla. Dále se zabývám příčinami a místy vzniku objemových ztrát u hydrodynamických čerpadel. V třetí kapitole je zpracována teorie, kde jsou popsány mechanismy proudění v úzkých mezerách. Po teoretické části se následující kapitoly věnují návrhu geometrií, jejich síťování, definici matematického modelu pro CFD analýzu, nastavení programu FLUENT a numerickému řešení. V závěru práce jsou výsledky zpracovány do grafických závislostí a zhodnocen vliv tvaru těsnících spár na objemovou účinnost.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

Vydomus, T. *Leakage Flow Through the Stator-Rotor Sealing Gap of Hydrodynamic pump*: Diploma Thesis. Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, Faculty of Mechanical Engineering. VŠB – Technical University of Ostrava, 2014, 55 p. Thesis head: Drábková S.

In the theoretical part of my thesis is the description of the function, principle of operation and main components of the hydrodynamic pump. Further I deal with causes and place of volumetric losses in hydrodynamic pump. In the third chapter the theory is elaborated, which describes the mechanisms of the flow in the narrow gaps. After the theoretical part the next chapters are dedicated to the design of geometry, grid generation, definition of the mathematical model for CFD analysis, Fluent programme setting, and numerical solution. In conclusion, the results are processed in a graphical relationships and the evaluation of the effect of the sealing gap geometry on the volumetric efficiency is presented.

OBSAH

ÚVOD.....	8
1 HYDRODYNAMICKÁ ČERPADLA	9
1.1 Popis funkce HD čerpadla.....	9
1.2 Princip činnosti HD čerpadel	10
1.3 Hlavní konstrukční části hydrodynamického čerpadla	12
1.3.1 Oběžné kolo.....	13
1.3.2 Difuzor čerpadla.....	14
1.3.3 Hřídel čerpadla	16
1.3.4 Ucpávky čerpadla	16
2 OBJEMOVÉ ZTRÁTY V HYDRODYNAMICKÉM ČERPADLE.....	17
3 PROUDĚNÍ V ÚZKÝCH MEZERÁCH.....	20
3.1 Laminární proudění.....	21
3.2 Turbulentní proudění.....	23
4 MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ V TĚSNÍCÍCH SPÁRÁCH	24
4.1 Návrh geometrie těsnících spár	24
4.2 Síťování geometrií	27
4.3 Nastavení programu FLUENT.....	28
4.4 Definice tlaku v okrajových podmínkách	29
4.4.1 Průběh tlaku a tlakový spád v těsnící spáře.....	29
4.5 Definice rychlosti v okrajových podmínkách.....	30
4.6 Definice turbulence v okrajových podmínkách	30
4.7 Standardní $k - \omega$ model	31
5 NUMERICKÉ MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ.....	32
5.1 Výsledky modelování bez definice rotace na rotorovou stěnu	32
5.2 Výsledky modelování při definici rotace na rotorovou stěnu	34
5.3 Výsledky modelování při přepočtu vstupního tlaku.....	36
5.4 Charakteristiky těsnících spár	38
5.5 Srovnávací charakteristiky těsnících spár	40
5.6 Výsledky modelování při změně otáček rotoru	41
5.7 Vizuální srovnání	43
6 VLIV GEOMETRIE SPÁRY NA OBJEMOVOU ÚČINNOST	45
ZÁVĚR.....	47
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	48
SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ.....	50
SEZNAM OBRÁZKŮ	52

ÚVOD

U hydrodynamických čerpadel, jakožto u všech hydraulických strojů, se snažíme o získání nejvyšších možných účinností těchto zařízení. Toho můžeme dosáhnout detailním poznáním ztrátových toků ve spojení s optimálním návrhem různých částí čerpadla. K objemovým ztrátám dochází mezi rotorem a statorem čerpadla v místech, kde dochází působením tlakového spádu k úniku části průtoku proudícího média z průtokové části čerpadla.

V této diplomové práci se budu zabývat prouděním přes těsnicí spáru oběžného kola hydrodynamického čerpadla. Velikost této spáry mezi sacím diskem a tělesem čerpadla nejvíce ovlivňuje velikost objemových ztrát. Základem těsnicí spáry je úzká štěrbina, která působí odporem proti směru toku kapaliny. Jejím úkolem je co nejvíce snížit ztráty průtoku v mezeře. Hlavními parametry ovlivňující velikost odporu jsou délka a výška těsnicí spáry. Problematika proudění v těsnicích spárách je velmi rozsáhlé téma a není možné toto téma plně prozkoumat v jedné diplomové práci. V této práci se budu zabývat průtokem těsnicí spárkou a návrhem různých tvarů těsnicích spár. K řešení tohoto problému využiji numerických CFD výpočtů v prostředí Ansys-Workbench.

1 HYDRODYNAMICKÁ ČERPADLA

1.1 Popis funkce HD čerpadla

Hlavním úkolem čerpacích systémů je doprava kapalin. Důležitou úlohu zastává čerpací technika v různých odvětvích průmyslu, hlavně v tepelné a jaderné energetice, dále také v zemědělství, chemickém nebo potravinářském průmyslu. Čerpadla jsou v čerpacím systému zdrojem potřebného množství energie pro dopravu kapalin. Čerpadla jsou aktivní součástí systému na rozdíl od potrubí, které je pasivní součástí systému vlivem hydrodynamických odporů a dochází v něm ke spotřebě energie. Čerpadla pracují při vyšších otáčkách ve srovnání s čerpadly hydrostatickými, proto jsou menších rozměrů a hmotností, také jsou cenově výhodnější a zvládnou i velké průtoky. [2], [13]. Hydrodynamická čerpadla jsou různého konstrukčního provedení podle požadovaných parametrů a oblasti použití. Příklad horizontálního jednostupňového spirálního čerpadla s radiálním oběžným kolem je uveden na Obr.1.1.



Obr. 1.1 Odstředivé horizontální čerpadlo

1.2 Princip činnosti HD čerpadel

Hydrodynamická čerpadla definujeme jako rotační lopatkové stroje, ve kterých dochází k nepřímé přeměně energií. Protože čerpadla jsou napojena přes hřídel přímo na motor, jedná se také o hnané stroje. Mechanická energie od hnacího hřídele se v oběžném kole mění na energii kinetickou. Z oběžného kola pokračuje kapalina do bezlopatkové spirální skříně nebo rozváděcího kola. Zde se pak kinetická energie transformuje na tlakovou energii. K nasávání kapaliny dochází na nejmenším funkčním průměru oběžného kola – sací hrdlo, k vytlačení kapaliny ven z čerpadla dochází na největším funkčním průměru oběžného kola – výtlačné hrdlo. Charakteristickým prvkem průtokové části oběžného kola jsou kanály tvarované jako difuzory. Při průtoku kapaliny těmito rovnoměrně rotujícími kanály se vlivem odstředivé síly mění energie kapaliny. Protože jsou kanály oběžného kola trvale propojeny se vstupní a výstupní částí stroje, je dodáván konstantní průtok [2], [14].

Proudění v rotujících kanálech oběžného kola HD čerpadla lze popsat pomocí rozšířené Bernoulliho rovnice (rov. 1.1):

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g * h_1 - \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g * h_2 - \frac{u_2^2}{2} + g * h_z$$

rov. 1.1

Kde p – tlak kapaliny

ρ – hustota kapaliny

v – relativní rychlost

h – výška kapaliny

u – unášivá rychlost

g – gravitační zrychlení

h_z – ztrátová výška ve spojení s průtokem kapaliny oběžným kolem

Indexem 1 jsou značeny veličiny týkající se vstupu kapaliny do oběžného kola a indexem 2 veličiny vztahující se k výstupu kapaliny z oběžného kola.

Absolutní rychlost c je dána vektorovým součtem relativní rychlosti v a unášivé rychlosti u podle vztahu (rov. 1.2):

$$\vec{c} = \vec{v} + \vec{u}$$

rov. 1.2

Kinematické poměry rychlostí v oběžném kole znázorňujeme pomocí rychlostních trojúhelníků viz. Obr. 1.2. Základna rychlostního trojúhelníku je udána obvodovou rychlostí u . Ramena trojúhelníku tvoří absolutní rychlost c a relativní rychlosti v , které se základnou svírají za normálních okolností ostré úhly α a β [14].

Popis kinematických poměrů na oběžném kole

\vec{c} absolutní rychlost kapaliny vůči vnějšímu pozorovateli, je vztažena na pevný souřadný systém spojený se statorem čerpadla

\vec{v} relativní rychlost kapaliny vzhledem k lopatkám a diskům oběžného kola, vztažena na souřadný systém rotující spolu s oběžným kolem

\vec{u} unášivá rychlost oběžného kola

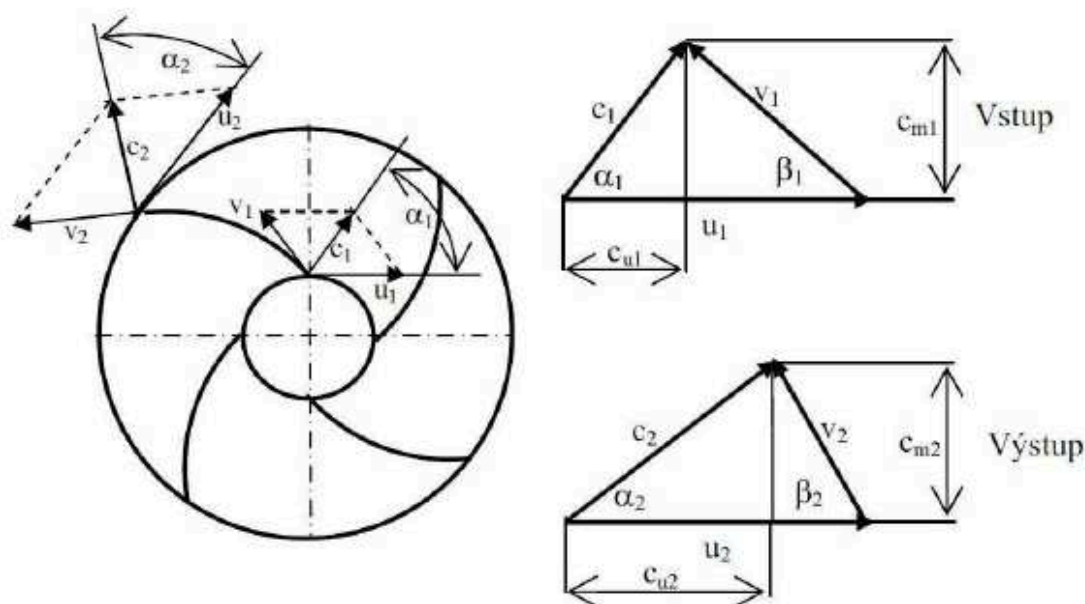
Doplňující složky absolutní rychlosti

\vec{c}_m meridiánová rychlost ($\vec{c}_m \perp \vec{u}$, $c_m = c * \sin \alpha$)

\vec{c}_u hybná složka absolutní rychlosti ($c_u = c * \cos \alpha$)

α úhel mezi obvodovou a absolutní rychlostí

β úhel mezi obvodovou a relativní rychlostí



Obr. 1.2 Kinematické poměry na vstupu a výstupu z oběžného kola [15]

Meridiánová rychlost c_m tvoří výšku rychlostního trojúhelníku a přímo souvisí s velikostí průtoku podle rovnice kontinuity (rov. 1.3). Průmětem absolutní rychlosti do směru rychlosti unášivé dostaneme hybnou složku absolutní rychlosti c_u , která má význam při definici hybnosti. Teoretická měrná energie dodána čerpadlem kapalině je dána Eulerovou čerpadlovou rovnicí (rov. 1.4). Eulerova čerpadlová rovnice udává teoretickou měrnou energii čerpadla Y_t na základě kinematických poměrů v oběžném kole [14].

$$Q_v = c_m * S = c_m * \pi * D * b \quad \text{rov. 1.3}$$

Kde D - průměr oběžného kola

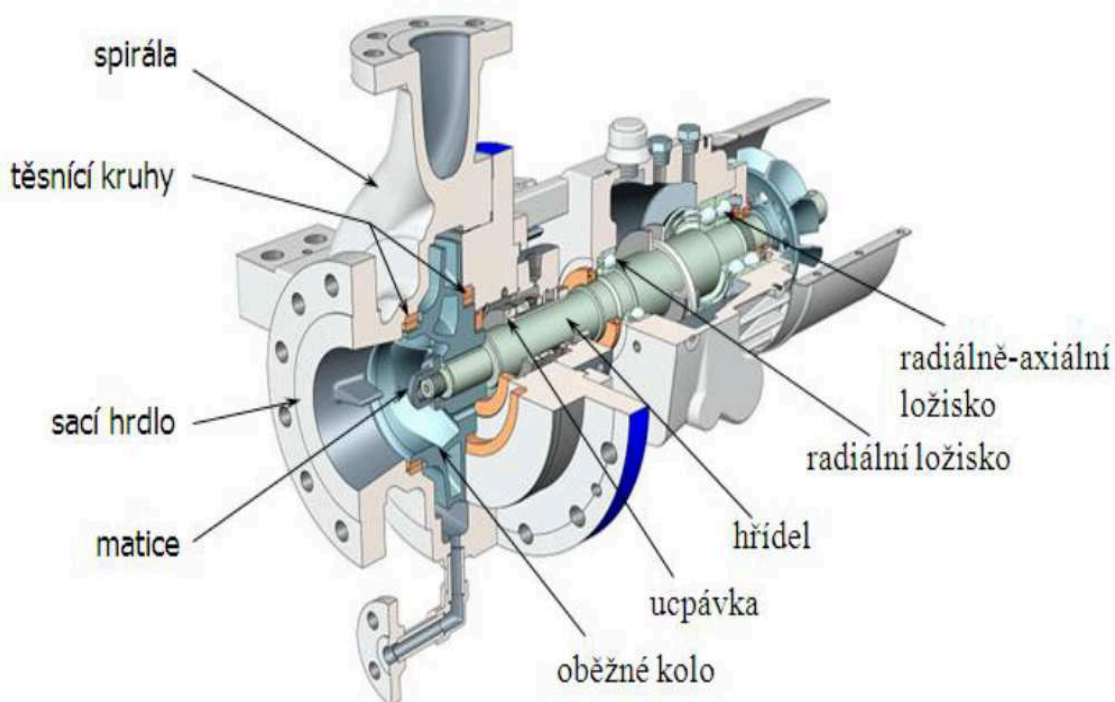
b - šířka kola na průměru D

$$Y_t = u_2 * c_{u2} - u_1 * c_{u1} \quad \text{rov. 1.4}$$

Tato rovnice je odvozena pro ideální kapalinu, tzn. nevazkou kapalinu, a nekonečně velký počet nekonečně úzkých kanálů. Ve skutečnosti má čerpadlo určený počet lopatek, kapalina je vazká a vzhledem k prostornosti kanálů nedochází k dokonalému vedení kapaliny. Z tohoto můžeme usoudit, že skutečná měrná energie dodaná čerpadlem bude vždy nižší než teoretická měrná energie dle Eulerovy rovnice. Pro upřesnění výsledku skutečné měrné energie slouží výpočet zohledňující konečný počet lopatek a zahrnující ztráty v oběžném kole založený na řadě empirických vztahů [14].

1.3 Hlavní konstrukční části hydrodynamického čerpadla

V této kapitole představím jen význačné prvky hydrodynamických čerpadel. O ostatních částech hydraulického čerpadla budu předpokládat, že se jedná o standardní strojní součásti. Na Obr. 1.3 je znázorněn řez hydrodynamickým čerpadlem s popisem důležitých částí čerpadla [10].



Obr. 1.3 Řez hydrodynamickým čerpadlem [16]

1.3.1 Oběžné kolo

Oběžné kolo je základní pracovní součástí rotoru HD čerpadla. Transformuje se v něm přivedená mechanická energie od hřídele motoru na kinetickou energii proudící kapaliny. Oběžné kolo musí zaručovat hlavní technologické podmínky jako dostatečná pevnost, dobrá obrobitelnost a slévateľnost. Výroba oběžných kol může být provedena několika různými způsoby. Ta záleží hlavně na volbě použitého materiálu a ta je závislá na oblasti použití HD čerpadla. Nejobvyklejší metodou výroby oběžných kol je odlévání pro materiály jako šedá litina, bronz, mosaz nebo ocelolitina. Při použití nerezových plechů se oběžné kola vyrábějí jako svařovaná. Pro menší rozměry oběžných kol může být jako materiál použitý plast a pak se tyto kola vyrábějí lisováním.

Pevnostní navrhování oběžných kol je velmi složité hlavně kvůli tvarové složitosti lopatek. Ty jsou prostorově tvarované a také na ně mají vliv momenty od nerovnoměrného tlakového pole včetně dynamických účinků a odstředivých sil. Většinou se při návrhu hlavních rozměrů oběžných kol vychází ze směrnic odvozených z hydrodynamické podobnosti z dřívějších úspěšně provedených čerpadel. Tímto poloempirickým postupem při návrhu zaručujeme úspěšnost návrhu. Obvykle není nutností provádět pevnostní analýzu, protože z technologického hlediska bývají lopatky

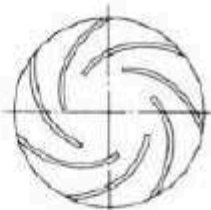
oběžných kol velmi předimenzované. Pevnostní výpočet se provádí jen tam, kde dochází k vysokému namáhání oběžných kol např. vysokootáčkové stroje. Při extrémním zatížení oběžných kol je nutné vytvořit model, kde změříme namáhání lopatek a dle zákonů o podobnosti zjistíme poměrně přesně výsledné namáhání.

Na Obr. 1.4 jsou znázorněny různé tvary oběžných kol.

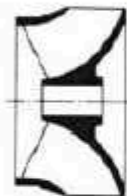
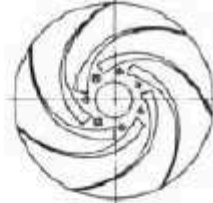
Druhy oběžných kol [17]:



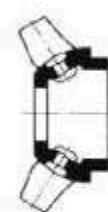
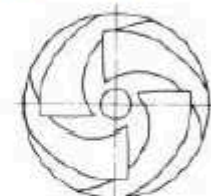
Obr. 1.5 Radiální oběžné kolo s nezborcenou plochou lopatek



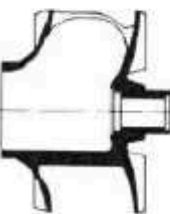
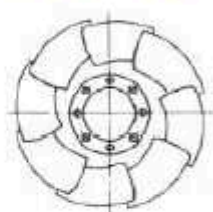
Obr. 1.6 Radiální oběžné kolo se zborcenými lopatkami



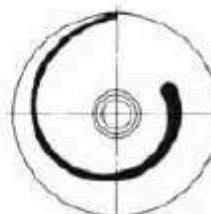
Obr. 1.7 Diagonální kolo s krycími disky a pevnými lopatkami



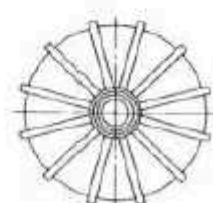
Obr. 1.8 Diagonální kolo bez krycích disků s naklápěcími lopatkami



Obr. 1.9 Jednakanálové uzavřené kolo



Obr. 1.10 Vírové kolo (typ TURO)



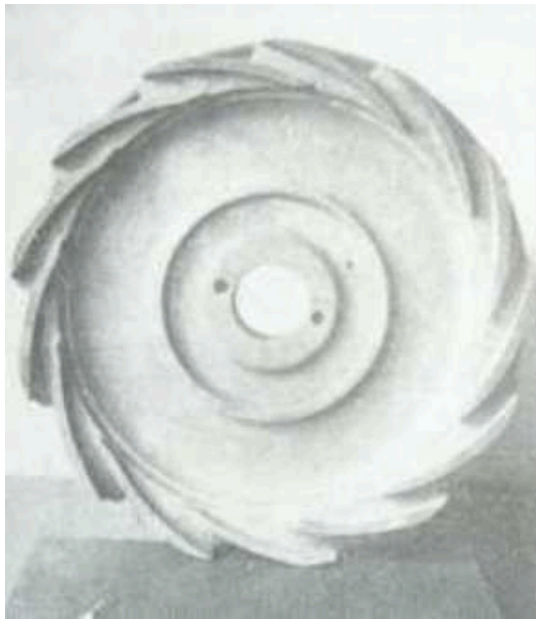
Obr. 1.4 Druhy oběžných kol [17]

1.3.2 Difuzor čerpadla

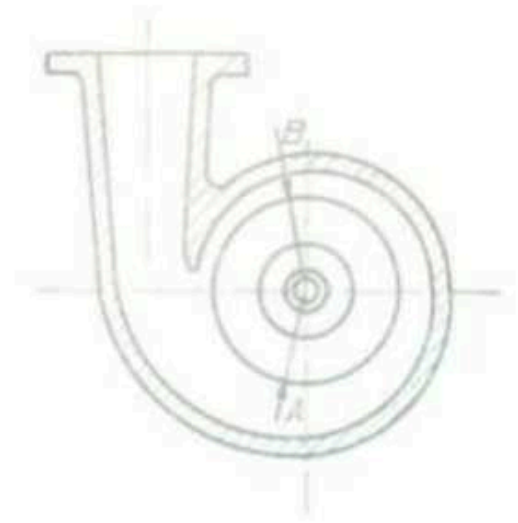
V difuzoru hydrodynamického čerpadla dochází k přetransformování kinetické energie za oběžným kolem na tlakovou energii. Tato přeměna má za následek snížení rychlosti kapaliny na výstupu a s tím také odpovídající zvýšení statického tlaku. U difuzoru je

kladen důraz na to, aby v něm vznikaly minimální ztráty, které by snižovaly účinnost čerpadla. Aby bylo dosaženo minimálních ztrát, nesmí být v difuzoru žádné rázy a nesmí v něm vznikat kavitace, také by v difuzoru nemělo docházet k zavírání kapaliny. Kapalina, která vychází z čerpadla pod určitým úhlem, nesmí po vstupu do difuzoru výrazně změnit směr.

Jeho tvar má zásadní vliv na tvar celého tělesa čerpadla. Difuzor může být konstruován jako lopatkový (rozvaděč) Obr. 1.5 nebo jako bezlopatkový (spirála) [11]. Hlavní konstrukčním materiálem při výrobě difuzorů bývá litina.



Obr. 1.5 Lopatkový (rozvaděč)[11]



Obr. 1.6 Bezlopatkový (spirála)[11]

Kvůli složitému tvaru difuzoru není jednoduché řešit pevnostní výpočet, ale díky postupu při výrobě je tloušťkou stěn dosaženo dostačující pevnosti. To neplatí pro vysokotlaká čerpadla nebo tam kde při nerovnoměrném tuhnutí odlitku vzniká vnitřní pnutí. U těchto čerpadel je pevnostní analýza obvykle realizována při nulovém průtoku. Nulový průtok je pro práci čerpadla nejhorším režimem, protože je zde dosahováno nejvyšších tlaků. V některých případech je při řešení pevnostní analýzy potřeba brát v úvahu i změny teplot. Pro pevnostní analýzy i řešení teplotního namáhání se dnes využívají počítačové programy.

1.3.3 Hřídel čerpadla

Hřídel je podlouhlá rotační část čerpadla, která zajišťuje přenos statických sil a momentů. Obvykle bývá vyroben z oceli nebo v některých případech z korozi-vzdorné oceli. Pokud to okolnosti vyžadují mohou být některé více namáhané části hřídele pokryty ochrannou vrstvou z bronzu nebo jiného odolného kovu. Pevnostně musí odolávat namáhání na krut a ohyb. Na namáhání hřídele nepříznivě působí dynamické účinky vyvolané silami:

- od kritických otáček hřídele
- od nevývažků rotoru
- od nesprávné montáže čerpadla
- od neustálého proudění v mezerách těsnících kroužků a pouzder
- od hydrodynamických poměrů neustálého proudění mezi lopatkami oběžného kola a difuzoru
- od radiální síly, která vzniká jako důsledek statického tlaku v tělese čerpadla

Na hřídeli jsou upevněny další strojní součásti jako oběžná kola, hřídelové spojky, ucpávky a další prvky. Soustava těchto prvků tvoří rotor čerpadla. Rotor a jeho dynamika, průběhy a tuhost mají vliv na mechanické vlastnosti a životnost čerpadla. Rotor čerpadla musí být zbaven nevývažků. Vyvažování rotorů je předepsáno normou ČSN a kontroluje se statickým a dynamickým vyvažováním [2].

1.3.4 Ucpávky čerpadla

Ucpávky slouží k utěsnění hřídele čerpadla. I když se jedná o část čerpadla s poměrně nenáročnou údržbou a nároky na obsluhu, výrazně zvyšují spolehlivost celého čerpadla.

Nejpoužívanějším typem ucpávek jsou měkké ucpávky. Tyto ucpávky těsní hřídele s radiální vůlí, která je škrtcí spárou. Průsak přes tuto spáru má funkční opodstatnění a slouží k mazání nebo chlazení ucpávky. Při čerpání jedovatých kapalin nebo heterogenních směsí se proplachuje ucpávka nezávadnou kapalinou. V jiných případech

bývá ucpávka trvale zahlcena vodou a to proto, abychom zamezili vniknutí vzduchu nebo nečistot do čerpadla nebo pokud čerpáme kapaliny o vysoké teplotě.

Těsnící kroužky jsou z pletených konopných provazců. Dříve se při vysokých teplotách čerpané kapaliny používaly kroužky s obalem z azbestových provazců. Provazce se často napouští grafitem. Velikost těsněného tlaku určuje počet potřebných těsnících kroužků. Kroužky jsou dělené se šikmým zámkem a vkládají se přesazeně do ucpávkového prostoru.

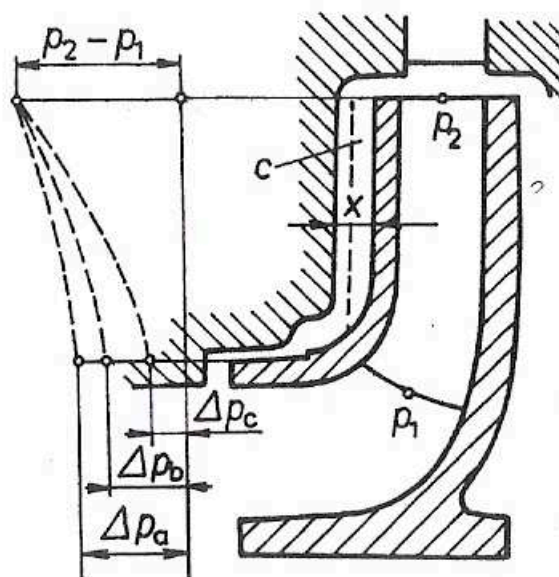
Mechanické ucpávky mají hlavní oblast použití v automobilovém, chemickém či jaderném průmyslu. Tyto ucpávky těsní v rovině kolmé k ose hřídele a to v místech styku dvou rovinných ploch na čelech pevného a rotujícího těsnícího prstence. Pro dosažení mezního tření v místech styku ploch je obvykle jeden z kroužků vyroben z tvrdé oceli a druhý z plastického materiálu na bázi grafitu. Materiály na výrobu kroužků musí mít dobrou odolnost vůči otěru.

Mechanické ucpávky jsou dražší kvůli potřebě speciálního výrobního zařízení, citlivější na nečistoty a krystalické příměsi v čerpané kapalině. Na druhou stranu mají tyto ucpávky schopnost utěsňovat vyšší tlaky, lépe těsní a mají větší životnost [2].

2 OBJEMOVÉ ZTRÁTY V HYDRODYNAMICKÉM ČERPADLE

Mezi rotorem a statorem dochází k částečnému úniku kapaliny z průtokové části čerpadla působením tlakového spádu. Vnitřní průsaky nastávají v těsnících spárách disků oběžného kola nebo v případě vícestupňových čerpadel mezi vůlí hřídele a mezistěnou vedlejších článků čerpadla. K vnějšímu průsaku kapaliny dochází v ucpávce výstupní části hřídele čerpadla nebo ve vyrovnávacím zařízení axiálního tahu, který působí na rotor čerpadla.

Nejvýznamnější vliv na velikost objemových ztrát má výška těsnící spáry mezi sacím diskem a tělesem čerpadla. Mezera mezi sacím diskem a tělesem čerpadla je vytvořena jako spárové těsnění. V těchto spárách dochází v poklesu tlaku, který je závislý na typu oběžného kola tzn. na specifických otáčkách a také na vzdálenosti mezi stěnami sacího disku a tělesa čerpadla x . Tato vzdálenost má vliv na parabolické rozložení tlaku kapaliny na disku oběžného kola viz Obr. 2.1. Při malé mezeře x je tlakový spád v těsnící spáře disku Δp_a větší, než v případě velké mezery x , kde je tlakový spád Δp_b menší. Pokud jsou na vnější ploše disku odlehčovací lopatky, tlakový spád Δp_c bude nejnižší a rozložení tlaku má nejstrmější tvar paraboloidu, což je vidět v levé části Obr. 2.1. [2]



Obr. 2.1 Průběh tlaku a tlakový spád v těsnící spáře

a) malá mezera x, b) velká mezera x, c) odlehčovací lopatky [2]

V průsakových spárách disků oběžného kola dochází k unikání části kapaliny, kterou je potřeba brát v úvahu při navrhování čerpadla a zadávání jmenovitého průtoku, který se musí zvýšit o celkovou velikost jednotlivých průtoků $q = \sum q_i$. Proudění v těchto spárách je obvykle turbulentní. Velikost průsaku se počítá podle rovnice (rov. 2.1).

$$q_i = \mu_i * S_i * \sqrt{\frac{2 * \Delta p_i}{\rho}} \quad (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}) \quad \text{rov. 2.1}$$

Kde Δp_i - tlakový spád kapaliny ve spáře (Pa)

S_i - příčný průřez průtokové spáry (m^2)

μ_i - průtokový součinitel (1)

Velikost Δp_i je ovlivněna provozními stavy čerpadla a to jsou proměnné hodnoty hlavních parametrů Q a Y . Průtokový součinitel se pohybuje v hodnotách $\mu = 0,2$ až $0,6$. Na jeho velikost má vliv několik faktorů jako je geometrie průsakové spáry, excentricita těsnících ploch, drsnost těsnících ploch, Reynoldsovo kritérium a také délka průsakové spáry l , při jejímž zvětšování klesá hodnota μ [2].

Objemová účinnost čerpadla η_v je dána rovnicí (rov. 2.2). Význam průsaků q se snižuje s klesající měrnou energií čerpadla Y a s rostoucím průtokem Q , tzn. i se zvětšujícími specifickými otáčkami.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q} \quad \text{rov. 2.2}$$

Kde Q – průtok čerpadla

q – průsaky

$$q = \sum q_i \quad \text{rov. 2.3}$$

Kde q_i – dílčí průsaky čerpadla

Kvantitativně lze vyjádřit objemovou účinnost η_v pomocí objemových měrných otáček hydraulického stroje n_q podle rovnice (rov.2.4).

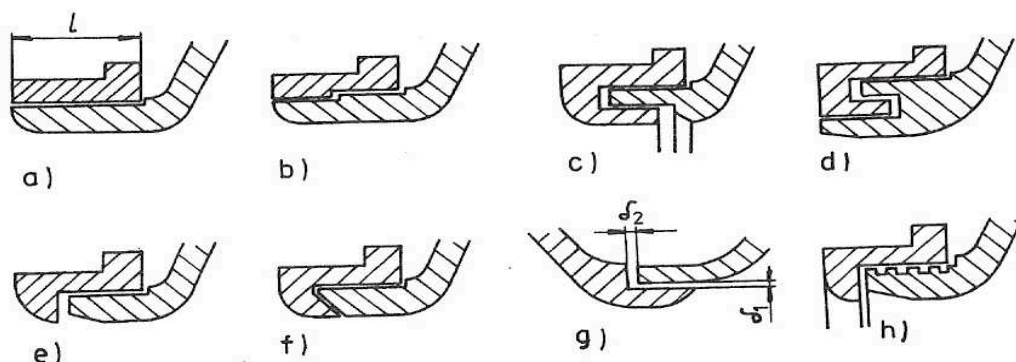
$$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{0,287}{\sqrt[3]{n_q^2}}} \quad \text{rov. 2.4}$$

V následující tabulce 2.1 jsou vypočteny objemové účinnosti při různých objemových měrných otáčkách podle vzorce (rov. 2.4).

$n_q \text{ (min}^{-1}\text{)}$	10	20	30	40	50	60	70
η_v	0,941 8	0,964	0,971 2	0,978	0,979 3	0,981 7	0,983 4

Tab. 2.1 Objemová účinnost odstředivých čerpadel [2]

Na obr. 2.2 jsou v řezu nakresleny tvary těsnících spár mezi nehybným prstencem tělesa čerpadla a otáčejícím se prstencem sacího disku oběžného kola.



Obr. 2.2 Tvary těsnících spár mezi prstenci tělesa čerpadla a sacího disku radiálního oběžného kola [2]

U nepřerušované spáry typu ad a) je součinitel průtoku μ nejvyšší. U způsobu ad b) klesají se zalomením tvaru spáry hodnoty součinitele μ asi o 25%. Tvary ad c) a ad d) snižují μ bez narůstání délky těsnění l , protože úseky těsnící spáry jsou na různých průměrech. Typem ad c) je vhodné utěšňovat vyšší tlakové spády, protože podporuje samobuzené kmitání rotoru čerpadla. Způsob ad d) se osvědčil u vysokotlakých čerpadel, ale technologie výroby je složitější než u předchozích typů. Výtok průsaků z těsnící spáry do sacího prostoru může mít vliv na rovnoměrnost přítoku kapaliny k oběžnému kolu, který je nutný pro zajištění dobré účinnosti a přijatelných kavitačních vlastností čerpadla. Z tohoto pohledu se jeví výhodnější radiální výtok ad e) nebo diagonální ad f). anebo nejlepší je souběžný axiální výtok ad g). V případě ad h) je těsnící spára přerušena radiálními drážkami, které snižuje součinitel μ . Další snížení součinitele μ můžeme dosáhnout pokud jsou na rotujícím prstenci sacího disku vytvořeny drážky formou šroubovice stoupající proti průsakům. Účinek šroubovice se zvyšuje s rostoucí viskozitou čerpané kapaliny [2].

3 PROUDĚNÍ V ÚZKÝCH MEZERÁCH

V této kapitole pojednám o příčinách vzniku proudění kapaliny přes úzké mezery. Laminární proudění je uspořádané proudění při relativně malé rychlosti pohybu nebo vysoké viskozitě kapaliny. Režimy laminárního proudění jsou závislé na podmínkách. Turbulentní proudění je neuspořádané proudění při relativně vyšších rychlostech kapaliny.

3.1 Laminární proudění

U laminárního proudění nedochází k mísení proudových vláken kapaliny. Ty se po sobě pouze klouzají a vznikající tečné napětí τ mezi vlákny je způsobeno viskozitou kapaliny (rov. 3.1). Blíže si pro laminární proudění rozebereme dva základní mechanismy proudění, které jsou důvodem průtoku kapaliny přes tyto mezery.

$$\tau = \mu * \frac{dv}{dy} \quad \text{rov. 3.1}$$

Kde μ - dynamická viskozita

$\frac{dv}{dy}$ - rychlostní gradient v ose y

Prvním mechanismem je tzv. Couettovo proudění. Proudění vzniká, tak že spodní deska je v klidu a horní deska se pohybuje konstantní rychlostí v_0 viz Obr. 3.1. Desky jsou rovnoběžné a proti sobě konstantně vzdáleny výškou h . Kapalina, která přiléhá ke spodní desce, je vůči ní v klidu. Naopak kapalina přiléhající k horní desce se pohybuje stále stejnou rychlostí v_0 tak jako deska. Rychlostní profil má v tomto případě lineární průběh.

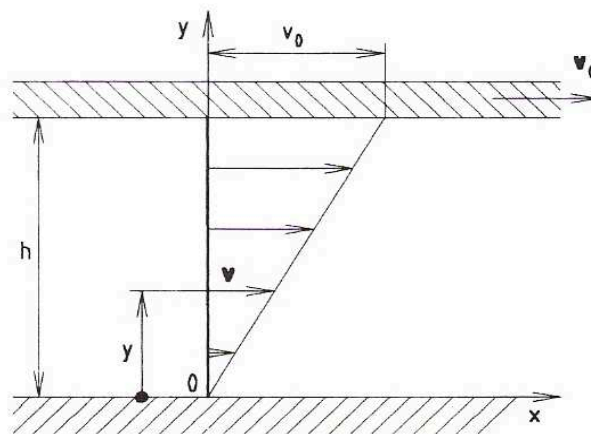
Průběh smykového napětí je konstantní τ , protože smyková rychlost $\frac{dv_0}{dy}$ je po celém průřezu konstantní. Rychlost v kterémkoliv místě rychlostního profilu vyjádříme podle rovnice (rov. 3.2) [12].

$$v = (h - y) * \frac{v_0}{h} \quad \text{rov. 3.2}$$

Kde h - výška spáry

v - rychlost kapaliny

y - vzdálenost v ose y od stěny spáry



Obr. 3.1. Couettovo proudění v úzké mezeře – rychlostní profil [12]

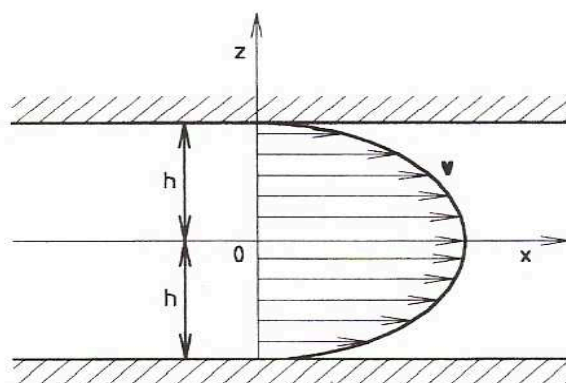
Druhým mechanismem je tzv. Poiseuilleovo proudění. Proudění je vzbuzováno rozdílem tlaků mezi vstupem a výstupem z mezery viz Obr. 3.2. Rychlostní profil má v tomto případě parabolický průběh. Nulová rychlost kapaliny je na stěnách desek, kde kapalina ulpívá. Maximální rychlost kapaliny je v místě, kde je vzdálenost od obou desek totožná. Parabolický tvar rychlostního profilu můžeme popsat rovnicí (rov.3.3) [12].

$$v = -\frac{1}{2\mu} * \frac{\partial p}{\partial x} * (h^2 - z^2) \quad \text{rov. 3.3}$$

Kde $\frac{\partial p}{\partial x}$ – tlakový gradient v ose x

h – výška spáry od střední roviny spáry

z – vzdálenost v ose z od střední roviny spáry



Obr. 3.2. Poiseuilleovo proudění v úzké mezeře – rychlostní profil [12]

3.2 Turbulentní proudění

U turbulentního proudění se částice kapaliny intenzivně mísí. Částice kapaliny neustále přecházejí z vrstev s většími rychlostmi do pomalejších sousedních vrstev a naopak, čímž se jejich rychlosti částečně vyrovnávají. Při tomto jevu dochází k přenosu jak hmotnosti, tak i hybnosti. To má za následek brzdící účinek kapaliny, který je vyvolán působením tečného napětí (rov. 3.4) vyvolaného klouzáním vrstev. Čímž se u turbulentního proudění výrazně zvyšuje odpor proti pohybu.

$$\tau = \mu_t * \frac{dv}{dy} \quad \text{rov. 3.4}$$

Kde μ_t - turbulentní viskozita

Na rozdíl od laminárního proudění u turbulentního proudění neumíme zformulovat přehledné analytické řešení. Při řešení proudění se potýkáme s velkým množstvím neznámých veličin, což se snažíme řešit např. pomocí turbulentní viskozity, jako při zavádění Boussinesqueho hypotézy u Reynoldsových časově středovaných Navier-Stokesových rovnic (RANS). Protože turbulentní viskozita není konstantou, tak jako kinematická viskozita, ale je to funkce proudového pole, které je pro nás předem neznámé, používáme pro její určení numerické řešení proudění s využitím CFD programů [20].

Pro řešení turbulentního proudění se využívá různých matematických postupů jako např. metoda velkých vírů – LES či metoda časového středování – RANS. Metoda RANS zůstává při řešení turbulentního proudění nejpoužívanějším nástrojem statických modelů turbulence. Metoda RANS má dva postupy řešení a to přístup pomocí Reynoldsových napětí nebo využitím Boussinesqovy hypotézy. Boussinesqova hypotéza o vírové viskozitě předpokládá, že pro turbulentní napětí, tak jako při laminárním proudění ve zjednodušeném dvourozměrném proudění, platí analogie pro smykové napětí τ , které je úměrné gradientu střední rychlosti. Tato metoda se dělí podle počtu rovnic na nula, jedno a dvourovnicové modely. Z nichž se dvourovnicové modely dělí na k - ϵ , *RNG* k - ϵ nebo k - ω . U dvourovnicového modelu k - ϵ se určuje turbulentní viskozita pomocí dvou transportních rovnic pro k a ϵ , kdy se vztahuje μ_t ke k a ϵ ke C_v podle rovnice (rov. 3.5) [8], [20].

$$\mu_t = C_v * \frac{k^2}{\epsilon} \quad \text{rov. 3.5}$$

Kde C_v - empirická konstanta

k - turbulentní kinetická energie

ε - rychlost disipace

4 MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ V TĚSNÍCÍCH SPÁRÁCH

V mé diplomové práci využiji pro modelování proudění přes těsnící spáry numerického řešení programem FLUENT. Numerické řešení v programech jako FLUENT nebo CFX je dnes velmi důležitou metodou zkoumání proudových polí v souvislosti s různými průmyslovými aplikacemi, včetně proudění v hydraulických prvcích a strojích. Získané výsledky se dále porovnávají s analytickým řešením a experimentálním měřením a mají vliv na konečnou podobu komponentů.

Hodnoty, které byly potřeba vypočítat při definici okrajových podmínek, odpovídají hodnotám z reálného čerpadla. Při výpočtech byly potřeba tyto veličiny:

Výstupní průměr oběžného kola $D_2 = 244 \text{ mm}$

Průměr, na kterém je těsnící spára $D_{1t} = 79 \text{ mm}$

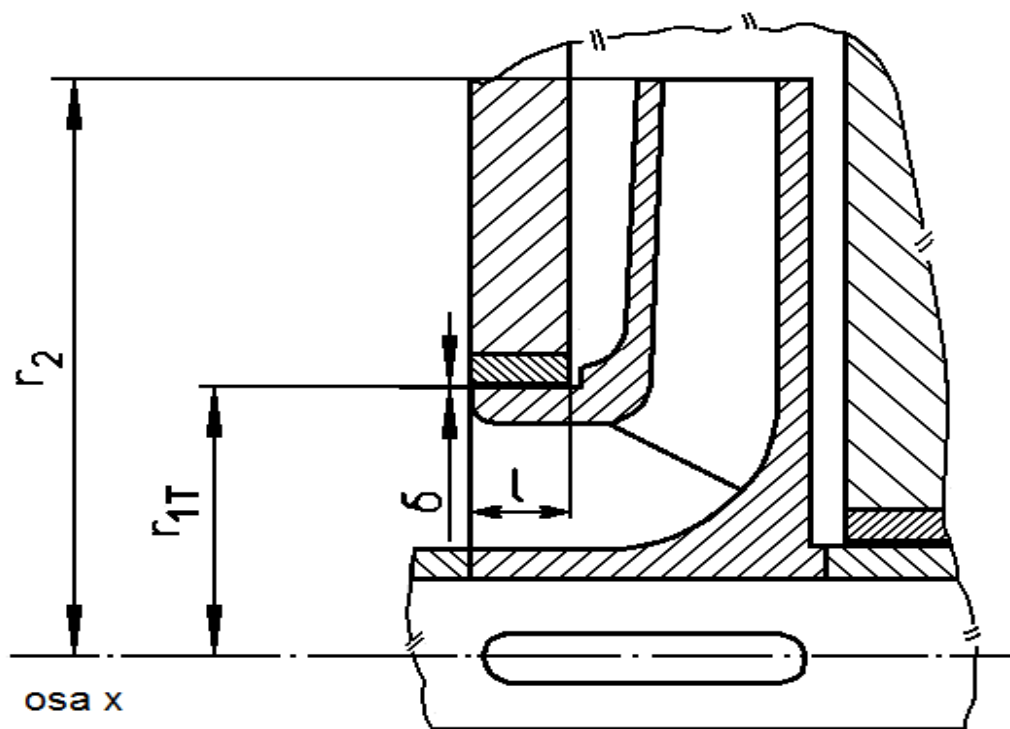
Otáčky $n = 2900 \text{ min}^{-1}$

Výstupní tlak $p_2 = 900\,000 \text{ Pa}$

Geometrie tvarů těsnících spár byla vytvořena v programu ANSYS Design modeler. Důležitým požadavkem při návrhu geometrie těsnících spár představovalo dodržení stejné délky těsnící spáry pro všechny její tvary. Vysíťování těchto geometrií bylo provedeno v programu ANSYS FLUENT – Meshing.

4.1 Návrh geometrie těsnících spár

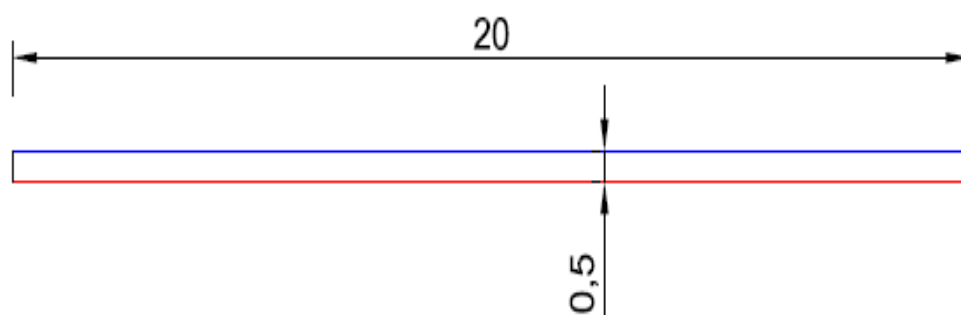
Navrhované geometrie těsnících spár nepředstavují nijak složité tvary. Byla zvolena šířka těsnící spáry $\delta = 0,5 \text{ mm}$ a její délka $l = 20 \text{ mm}$. Geometrie je posunuta o hodnotu $r_{1T} = 39 \text{ mm}$ ve směru osy y , kde r_{1T} je poloměr, na kterém se nachází těsnící spára viz Obr. 4.1. Při řešení rotační úlohy je uvažována rotace geometrie kolem osy x .



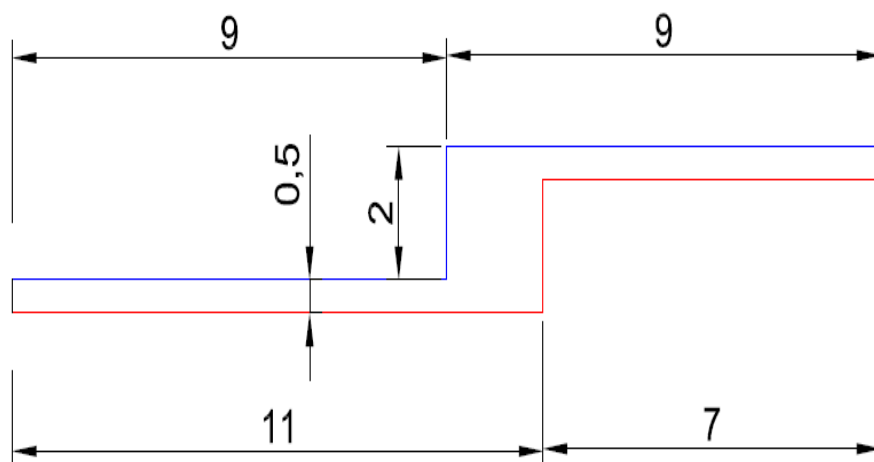
Obr. 4.1 Umístění těsnící spáry

Obr. 4.2 znázorňuje zakótování jednotlivých hran těsnících spár a také pojmenování jednotlivých stěn těsnících spár.

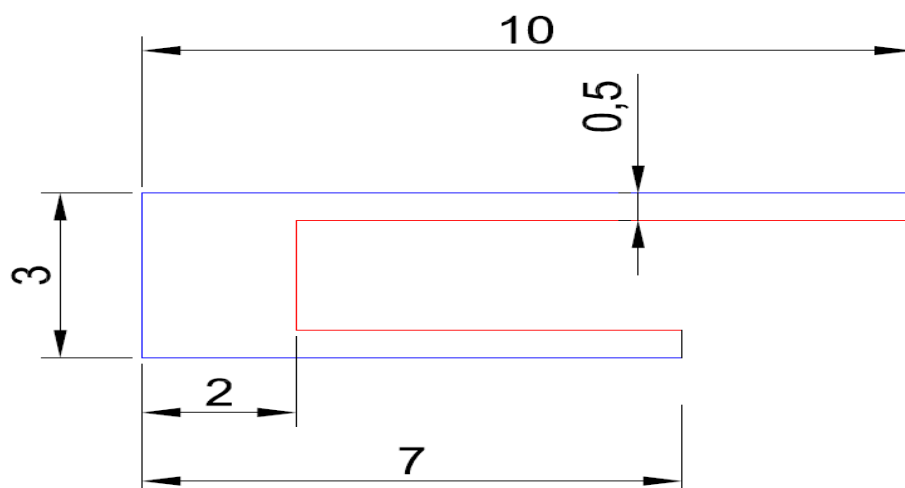
VARIANTA A



VARIANTA B



VARIANTA C



Obr. 4.2 Zakótovaná geometrie těsnících spár varianty A, B, C

Jednotlivé stěny pojmenuji podle zbarvení vyplývající z Obr. 4.2. Dále nastavím okrajové podmínky pro jednotlivé stěny a pro vnitřní část geometrie takto:

- vnitřní část – fluid

- inlet – pressure inlet
- outlet – pressure outlet
- rotor – wall
- stator – wall

Stěny těsnící spáry jsou definovány jako rotor a stator, protože při pozdějším řešení úlohy budu definovat úhlovou rychlost na rotorovou část.

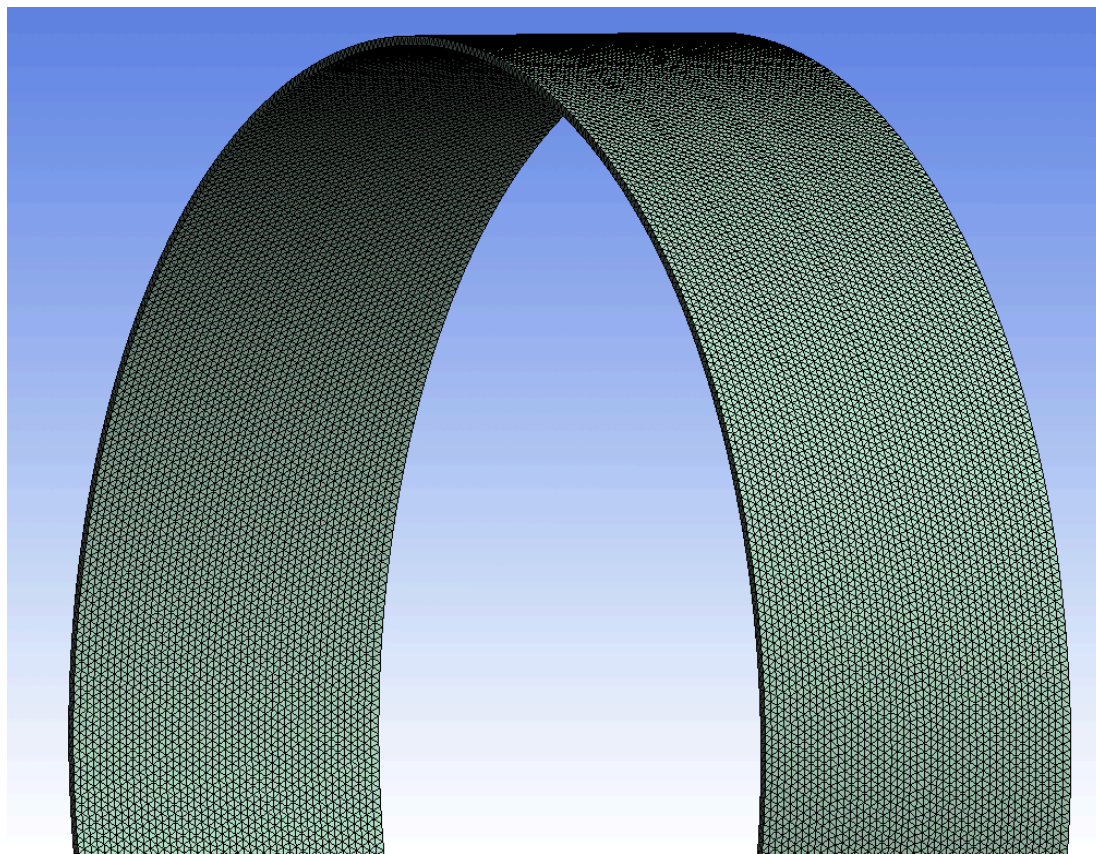
4.2 Sítování geometrií

K vysítování jsem použil metodu *Patch Conforming* s využitím *Tetrahedrons*. Počet buněk pro jednotlivé varianty geometrie těsnící spáry je uveden v tabulce 4.1.

	Varianta A	Varianta B	Varianta C
počet buněk	137977	178354	186391

Tab. 4.1 Počet buněk variant A, B, C

Detail sítě pro geometrii A je uveden na Obr. 4.3



Obr.4.3 Schéma sítě těsnící spáry-varianta A

4.3 Nastavení programu FLUENT

Důležitým krokem pro dobrou simulaci je správně nastavit program FLUENT. Pokud nebude v textu zmíněno jinak, budeme při výpočtech využívat toto základní nastavení:

- **3D úloha**
- **General**
 - *Pressure- based model* – předpokládáme nestlačitelnost kapaliny
 - *Steady* – jedná se o stacionární úlohu
 - *Axisymmetric swirl*
- **Models**
 - *Multiphase* – *off* . Uvažujeme jednofázové proudění bez příměsi dalších kapalin nebo par.
 - *Energy* – *off*. Neuvažujeme přenos tepelné energie.

Předpokládá se turbulentní proudění s využitím modelu:

 - *Viscous* - *k-omega*, *Standard*, *Shear Flow Corrections*
- **Materials**
 - *fluid* (kapalina) – water. Z databáze FLUENT Materials
 - *solid* (těleso) – aluminium (důležité jen při přenosu tepla)
- **Cell zone conditions**
 - *solid-part-surface-body* (vnitřek domény) – fluid
- **Boundary conditions**
 - *wall stator* – ponecháme nastavení *stationary wall*
 - *wall rotor* – zatím ponecháme nastavení *stationary wall*
 - *inlet* – *pressure inlet*
 - *outlet* – *pressure outlet* – *gauge pressure* = 0 Pa
- **Reference values**
 - *temperature* = 293,15 K (20°C).
- **Definice turbulence na vstupu a výstupu**
 - *Specification Method* – *Intensity and Hydraulic Diameter*
 - *Turbulent intensity* = 0,5 %
 - *Hydraulic diameter* = 0,0005 m

4.4 Definice tlaku v okrajových podmínkách

Nejprve si rozebereme příčiny, proč jsem nastavil na vstupní a výstupní okrajové podmínice konkrétní typy tlaků.

Je obvyklé, že okrajové podmínky v CFD programech vycházejí z experimentálních měření na skutečném díle. My se pak snažíme tyto naměřené hodnoty co nejlépe implantovat ve formě podmínek do výpočtových programů. Z reálného měření obdržíme hodnoty statického tlaku před a za těsnicí spárkou a tyto hodnoty zadáme jako okrajové podmínky pro výpočet.

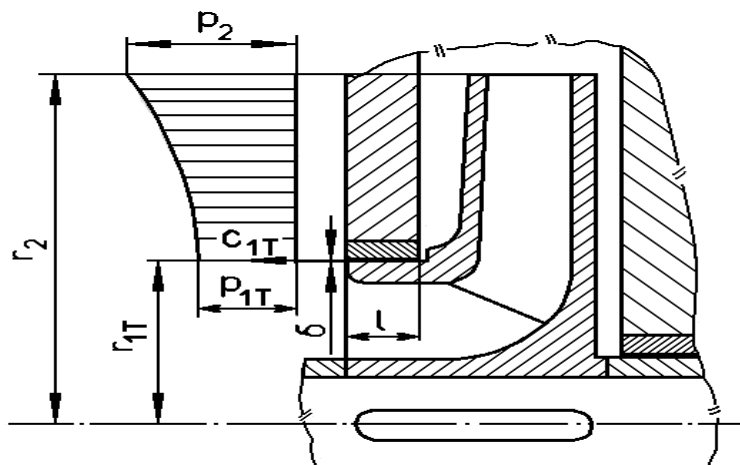
To ale v programu FLUENT není možné, protože program FLUENT nám neumožňuje zadat v okrajových podmínkách statický tlakový spád. Standardně jsme zvolili na vstupu do těsnicí spáry podmínku *pressure inlet* a na výstup *pressure outlet*. Okrajová podmínka *pressure inlet* nám povoluje zadávat jediné totální tlak. Což je součet statického a dynamického tlaku, který je závislý na rychlosti proudění. Velikost rychlosti proudění je pro nás neznámá a obdržíme ji až samotným výpočtem. *Pressure outlet* nám povoluje definovat hodnoty statického tlaku.

4.4.1 Průběh tlaku a tlakový spád v těsnicí spáře

Při provozu odstředivého čerpadla vznikají tlaky působící na vnější stranu disků oběžného kola. Souvisí s rotací kapaliny v mezeře mezi disky a stěnami statoru hydrodynamického čerpadla.

Předpoklady pro výpočet tlaku na vstupu do spáry:

- kapalina mezi kotoučem oběžného kola a tělesem je unášena poloviční obvodovou rychlostí příslušející danému poloměru (průměrná rychlost vypočtená z unášivé rychlosti disku a nulové rychlosti na tělese čerpadla)
- rozložení tlaků na kotouči oběžného kola se vypočítá jako v rotující válcové nádobě s kapalinou
- v jednom místě musíme znát tlak, v tomto případě je to tlak p_2 na výstupu z oběžného kola



Obr. 4.4 Parabolické snížení tlaku [18]

Tlak p odvodíme z parabolického rozložení tlaku viz Obr. 4.4:

$$\begin{aligned}
 p &= p_2 - \rho g (H + h_r) = p_2 - \rho g \left(\frac{D_2}{2} \right)^2 * \left(\frac{\omega}{2} \right)^2 * \frac{1}{2g} + \rho g \left(\frac{d}{2} \right)^2 * \left(\frac{\omega}{2} \right)^2 * \frac{1}{2g} = \\
 &= p_2 - \rho \left(\frac{D_2^2 \omega^2}{32} \right) + \rho \left(\frac{d^2 \omega^2}{32} \right) = p_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} \left(\frac{D_2^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right) = p_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} (r_2^2 - r_{1r}^2)
 \end{aligned}
 \tag{rov. 4.2}$$

Kde r_2 - výstupní poloměr oběžného kola

ω - úhlová rychlost

4.5 Definice rychlosti v okrajových podmínkách

Abychom mohli definovat na rotorovou stěnu rychlostní podmínku, musíme si ze zadaných otáček vypočítat úhlovou rychlost ω podle rovnice (rov. 4.3).

$$\omega = \frac{2 * \pi * n}{60} = \frac{2 * \pi * 2900}{60} = 303,7 \text{ rad / s}
 \tag{rov. 4.3.}$$

4.6 Definice turbulence v okrajových podmínkách

Turbulenci je možné definovat několika způsoby v záložce *Turbulence – Specification Method*. V našem případě jsem vybral možnost definice pomocí *intenzity turbulence a hydraulického průměru*.

Intenzitu turbulence jsem zvolil 0,5 %, což je přijatelná hodnoty při těchto definovaných podmínkách. Při zkušebních výpočtech a změně velikosti intenzity

turbulence v řádech několika procent byly změny velikosti průsaku přes těsnící spáru minimální.

Hydraulický průměr udává maximální rozměr víru, který může vzniknout na vstupu do těsnící spáry. Což v našem případě odpovídá tloušťce těsnící spáry.

4.7 Standardní $k - \omega$ model

Pro výpočet turbulentního proudění jsem zvolil $k - \omega$ model turbulence. Jedná se o dvourovnicový model založený na přístupu RANS. Standardní $k - \omega$ model je v programu Fluent spočívá v aplikaci *Wilcoxova* $k - \omega$ modelu, který přidává modifikace pro nízká Reynoldsova čísla, stlačitelnost a rozložení smykového napětí. Standardní $k - \omega$ model je empirický model založený na bázi transportních rovnic pro turbulentní kinetickou energii k a specifický poměr disipace ω , který může být chápán jako poměr ε ku k [19].

Po několikaletých modifikací $k - \omega$ modelu došlo k přidání podmínek do rovnic pro k a ω , které zlepšily přesnost modelu v oblasti předpovědi smykového napětí.

Transportní rovnice pro $k - \omega$ model

Turbulentní kinetická energie k a specifický poměr disipace ε jsou získány z těchto transportních rovnic[19]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad \text{rov. 4.6.}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad \text{rov. 4.7.}$$

Kde G_k – produkce turbulentní kinetické energie v důsledku gradientu střední rychlosti

G_ω – produkce ω

Γ_k, Γ_ω – efektivní difuzivita k a ω

Y_k, Y_ω – disipace k a ω důsledkem turbulence

S_k, S_ω – zdrojové členy definované uživatelem

Efektivní rozptyl pro $k - \omega$ model je dán takto [19]:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad \text{rov. 4.8.}$$

$$\Gamma_{\omega} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \quad \text{rov. 4.9.}$$

Kde $\sigma_k, \sigma_{\omega}$ – turbulentní Prandtlova čísla pro k a ω

μ_t – turbulentní viskozita

Turbulentní viskozita je podle literatury definována takto [19]:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad \text{rov. 4.10.}$$

Koeficient α^* zahrnuje korekce pro nízká Reynoldsova čísla a je definován takto:

$$\alpha^* = \alpha_{\infty}^* \left(\frac{\alpha_0^* + \text{Re}_t / R_k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right) \quad \text{rov. 4.11.}$$

$$\text{Kde } \text{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}$$

$$R_k = 6$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3}$$

$$B_i = 0,072$$

Pro vysoká Reynoldsova čísla platí $\alpha^* = \alpha_{\infty}^* = 1$.

5 NUMERICKÉ MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ

Po nastavení výpočtového programu FLUENT dle kap. 4.3 a definování okrajových podmínek podle kap. 4.4, 4.5, 4.6 bylo možné zahájit iterační proces výpočtu. Výpočtový proces byl nejdříve proveden pro těsnicí spáru typu A následně byly propočítány další navrhované tvary těsnících spár. Při propočítávání jednotlivých spár se mění jejich vstupní okrajové podmínky, což zmíním dále vždy, když se budou měnit. Z vypočtených hodnot jsem použil velikost průtoku přes spáru a rozdíl totálních tlaků na vstupu a výstupu z těsnicí spáry pro sestavení grafických závislostí.

5.1 Výsledky modelování bez definice rotace na rotorovou stěnu

Pro propočítání průtočnosti těsnících spár jsem zadával do vstupní okrajové podmínky totální tlaky od 100 000 Pa do 900 000 Pa s postupným krokem 50 000 Pa, což je znázorněno v následujících tabulkách.

Varianta A					
totální tlak na vstupu p_{tvs} [Pa]	statický tlak na výstupu p_{svys} [Pa]	průtok Q [kg/s]	totální tlak na výstupu p_{tvys} [Pa]	rozdíl totálních tlaků Δp_t [Pa]	statický tlak na vstupu p_{svs} [Pa]
100000	0	1,34643	59966,6	40033,4	45341,6
150000	0	1,66270	91432,4	58567,6	63676,8
200000	0	1,93372	123651,2	76348,8	81632,8
250000	0	2,17632	156604,1	93395,9	99061,5
300000	0	2,39443	189550,7	110449,3	116049,2
350000	0	2,59568	222739,2	127260,8	133204,2
400000	0	2,78383	256182,8	143817,2	149467,8
450000	0	2,96115	289847,8	160152,3	166082,8
500000	0	3,12937	323695,2	176304,8	182569,2
550000	0	3,29005	357777,5	192222,5	198850,0
600000	0	3,43988	391103,2	208896,8	214750,9
650000	0	3,58773	425428,4	224571,6	231734,2
700000	0	3,73048	459941,6	240058,4	247592,7
750000	0	3,86383	493403,2	256596,8	263318,0
800000	0	3,99760	528139,1	271860,9	278880,0
850000	0	4,12740	562976,8	287023,3	294285,1
900000	0	4,24904	596614,1	303385,9	310967,6

Tab. 5.1 Výsledné hodnoty bez rotace těsnící spáry A

Varianta B					
totální tlak na vstupu p_{tvs} [Pa]	statický tlak na výstupu p_{svys} [Pa]	průtok Q [kg/s]	totální tlak na výstupu p_{tvys} [Pa]	rozdíl totálních tlaků Δp_t [Pa]	statický tlak na vstupu p_{svs} [Pa]
100000	0	0,92250	31250,2	68749,8	74253,6
150000	0	1,13390	47205,6	102794,4	110320,3
200000	0	1,31211	63202,6	136797,4	146360,0
250000	0	1,46930	79246,3	170753,7	182205,9
300000	0	1,61116	95282,3	204717,8	218169,1
350000	0	1,74176	111349,0	238651,0	253922,6
400000	0	1,86314	127406,0	272594,0	289856,2
450000	0	1,97697	143445,0	306555,0	325527,5
500000	0	2,08512	159565,6	340434,4	361440,1
550000	0	2,18794	175689,3	374310,8	397369,3
600000	0	2,28615	191813,5	408186,6	432968,3
650000	0	2,38030	207932,6	442067,4	468891,3
700000	0	2,47086	224052,4	475947,6	504360,4
750000	0	2,55807	240147,7	509852,3	540274,9
800000	0	2,64137	256036,9	543963,1	576165,2
850000	0	2,72422	272350,3	577649,7	611644,8
900000	0	2,80356	288437,3	611562,7	647558,8

Tab. 5.2 Výsledné hodnoty bez rotace těsnící spáry B

Varianta C					
totální tlak na vstupu p_{tvs} [Pa]	statický tlak na výstupu p_{svys} [Pa]	průtok Q [kg/s]	totální tlak na výstupu p_{tvys} [Pa]	rozdíl totálních tlaků Δp_t [Pa]	statický tlak na vstupu p_{svs} [Pa]
100000	0	1,24446	55397,7	44602,3	55811,8
150000	0	1,53119	83852,7	66147,3	81039,1
200000	0	1,77353	112482,7	87517,3	106133,9
250000	0	1,98681	141151,6	108848,5	130960,9
300000	0	2,17790	169600,8	130399,2	155664,0
350000	0	2,35207	197813,2	152186,8	180225,1
400000	0	2,51526	226211,7	173788,3	205327,5
450000	0	2,66929	254758,5	195241,5	229781,2
500000	0	2,81279	282886,0	217114,0	254162,0
550000	0	2,95032	311220,9	238779,1	279110,5
600000	0	3,08143	339497,3	260502,7	303311,4
650000	0	3,20892	368159,3	281840,7	327539,2
700000	0	3,32911	396255,3	303744,8	352516,6
750000	0	3,44434	424161,6	325838,4	376558,3
800000	0	3,55839	452709,6	347290,4	400370,6
850000	0	3,66552	480382,4	369617,6	425344,4
900000	0	3,77242	508810,7	391189,3	449224,8

Tab. 5.3 Výsledné hodnoty bez rotace těsnící spáry C

5.2 Výsledky modelování při definici rotace na rotorovou stěnu

Na rozdíl od předešlého numerického výpočtu jsem nastavil na rotorovou stěnu obvodovou rychlost podle kap. 4.5. Pro propočítání průtočnosti těsnících spár jsem zadával do vstupní okrajové podmínky totální tlaky od 100 000 Pa do 900 000 Pa s postupným krokem 50 000 Pa, což je znázorněno v následujících tabulkách.

Varianta A					
totální tlak na vstupu p_{tvs} [Pa]	statický tlak na výstupu p_{svys} [Pa]	průtok Q [kg/s]	totální tlak na výstupu p_{tvys} [Pa]	rozdíl totálních tlaků Δp_t [Pa]	statický tlak na vstupu p_{svs} [Pa]
100000	0	1,09593	41679,5	58320,5	61196,5
150000	0	1,42558	68956,6	81043,4	84022,4
200000	0	1,69364	96444,5	103555,5	106703,7
250000	0	1,92710	124273,9	125726,1	129079,5
300000	0	2,13633	152285,6	147714,4	151297,8
350000	0	2,32827	180544,3	169455,7	173294,8
400000	0	2,50716	209091,2	190908,8	195020,6
450000	0	2,67297	237443,7	212556,3	216965,1
500000	0	2,83099	266166,9	233833,1	238544,4
550000	0	2,98208	295177,6	254822,4	259833,6

600000	0	3,12513	324043,7	275956,3	281289,4
650000	0	3,26295	353131,8	296868,2	302522,7
700000	0	3,39613	382439,6	317560,4	323533,8
750000	0	3,52281	411411,9	338588,1	344903,3
800000	0	3,64808	441094,2	358905,8	365528,2
850000	0	3,76749	470361,3	379638,7	386596,4
900000	0	3,88368	499748,2	400251,8	407546,8

Tab. 5.4 Výsledné hodnoty při rotaci těsnící spáry A

Varianta B					
totální tlak na vstupu p_{tvs} [Pa]	statický tlak na výstupu p_{svys} [Pa]	průtok Q [kg/s]	totální tlak na výstupu p_{tvys} [Pa]	rozdíl totálních tlaků Δp_t [Pa]	statický tlak na vstupu p_{svs} [Pa]
100000	0	0,86901	28773,1	71226,9	75443,1
150000	0	1,07532	34258,6	115741,4	111715,3
200000	0	1,26631	59602,5	140397,5	147687,7
250000	0	1,41156	75134,8	174865,2	183715,2
300000	0	1,56577	90640,5	209359,5	219948,4
350000	0	1,69251	106175,7	243824,3	256545,9
400000	0	1,81714	121798,3	278201,7	292131,7
450000	0	1,92753	137254,8	312745,2	328264,3
500000	0	2,03780	152985,4	347014,6	364312,2
550000	0	2,13724	169256,1	380743,9	400412,8
600000	0	2,23692	184194,9	415805,1	436481,5
650000	0	2,32358	199645,6	450354,4	472873,1
700000	0	2,41928	215332,2	484667,8	508727,9
750000	0	2,50127	231894,3	518105,7	544648,4
800000	0	2,58975	246656,9	553343,1	580804,6
850000	0	2,66942	262132,8	587867,2	617865,3
900000	0	2,74904	277851,7	622148,3	653010,1

Tab. 5.5 Výsledné hodnoty při rotaci těsnící spáry B

Varianta C					
totální tlak na vstupu p_{tvs} [Pa]	statický tlak na výstupu p_{svys} [Pa]	průtok Q [kg/s]	totální tlak na výstupu p_{tvys} [Pa]	rozdíl totálních tlaků Δp_t [Pa]	statický tlak na vstupu p_{svs} [Pa]
100000	0	1,13661	47688,4	52311,6	57973,2
150000	0	1,39864	73159,1	76840,9	85462,3
200000	0	1,64708	98047,6	101952,4	111663,2
250000	0	1,82637	123548,9	126451,1	137165,6
300000	0	2,03911	149550,4	150449,6	164543,9
350000	0	2,20865	176012,3	173987,7	190526,4
400000	0	2,37252	202058,8	197941,3	216542,1
450000	0	2,51798	228164,2	221835,8	242697,7
500000	0	2,66635	254949,5	245050,5	268229,3
550000	0	2,80631	281665,4	268334,6	294785,1
600000	0	2,93198	308088,5	291911,5	319699,2

650000	0	3,05162	334596,2	315403,8	345971,6
700000	0	3,17566	361281,6	338718,4	371139,0
750000	0	3,29064	387415,3	362584,7	396752,5
800000	0	3,40137	414350,0	385650,0	422706,1
850000	0	3,50765	440863,6	409136,4	448265,7
900000	0	3,61493	467910,1	432089,9	473817,6

Tab. 5.6 Výsledné hodnoty při rotaci těsnící spáry C

5.3 Výsledky modelování při přepočtu vstupního tlaku

Při tomto numerickém výpočtu ponechám na rotorové stěně obvodovou rychlost podle kap. 4.5. Pro propočítání průtočnosti těsnících spár jsem zadával do vstupní okrajové podmínky totální tlaky dané tab. 5.7. s postupným krokem 50 000 Pa. Vstupní tlak do těsnící spáry je snížen při parabolickém rozložení tlaku na hodnoty podle rovnice.

$$p = p_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} (R_2^2 - r^2) = 200000 - 998,2 * \frac{303,7^2}{8} * (0,122^2 - 0,0395^2) = 46387,7 \text{ Pa} \quad \text{rov. 5.1}$$

Varianta A					
totální tlak na vstupu p_{tvs} [Pa]	statický tlak na výstupu p_{svys} [Pa]	průtok Q [kg/s]	totální tlak na výstupu p_{tvys} [Pa]	rozdíl totálních tlaků Δp_t [Pa]	statický tlak na vstupu p_{svs} [Pa]
46387,7	0	0,69220	18811,7	27575,9	30945,5
96387,7	0	1,06718	39634,1	56753,6	59621,7
146387,7	0	1,40414	66962,5	79425,2	82393,5
196387,7	0	1,67573	94457,1	101930,5	105062,8
246387,7	0	1,91069	122197,0	124190,7	127529,1
296387,7	0	2,12102	150137,6	146250,1	149820,6
346387,7	0	2,31380	178329,6	168058,1	171885,1
396387,7	0	2,49340	206820,9	189566,8	193668,5
446387,7	0	2,66170	235457,7	210930,0	215313,3
496387,7	0	2,82027	264165,0	232222,7	236908,3
546387,7	0	2,97182	293161,8	253225,9	258214,4
596387,7	0	3,11531	322676,9	273710,7	279676,9
646387,7	0	3,25348	351091,5	295296,2	300924,6
696387,7	0	3,38698	380387,5	316000,2	321945,9
746387,7	0	3,51395	409351,1	337036,6	343324,9

Tab. 5.7 Výsledné hodnoty při přepočtu těsnící spáry A

Varianta B					
totální tlak na vstupu p_{tvs} [Pa]	statický tlak na výstupu p_{svys} [Pa]	průtok Q [kg/s]	totální tlak na výstupu p_{tvys} [Pa]	rozdíl totálních tlaků Δp_t [Pa]	statický tlak na vstupu p_{svs} [Pa]
46387,7	0	0,55563	13202,5	33185,2	36413,0
96387,7	0	0,82164	28214,2	68173,5	72643,8
146387,7	0	1,07208	43030,8	103356,9	108929,3

196387,7	0	1,22256	58003,7	138384,0	145287,4
246387,7	0	1,41299	73976,5	172411,2	181223,6
296387,7	0	1,54532	89541,4	206846,3	217359,1
346387,7	0	1,68716	105105,6	241282,1	253418,0
396387,7	0	1,80346	120793,9	275593,8	290264,3
446387,7	0	1,92225	136206,2	310181,5	325668,5
496387,7	0	2,02647	151764,1	344623,6	362124,2
546387,7	0	2,13238	167446,2	378941,4	397803,5
596387,7	0	2,22594	182638,3	413749,4	433984,1
646387,7	0	2,32362	198694,2	447693,5	469939,3
696387,7	0	2,40536	214254,8	482132,9	505654,4
746387,7	0	2,49978	229860,3	516527,3	542165,7

Tab. 5.8 Výsledné hodnoty při přepočtu těsnící spáry B

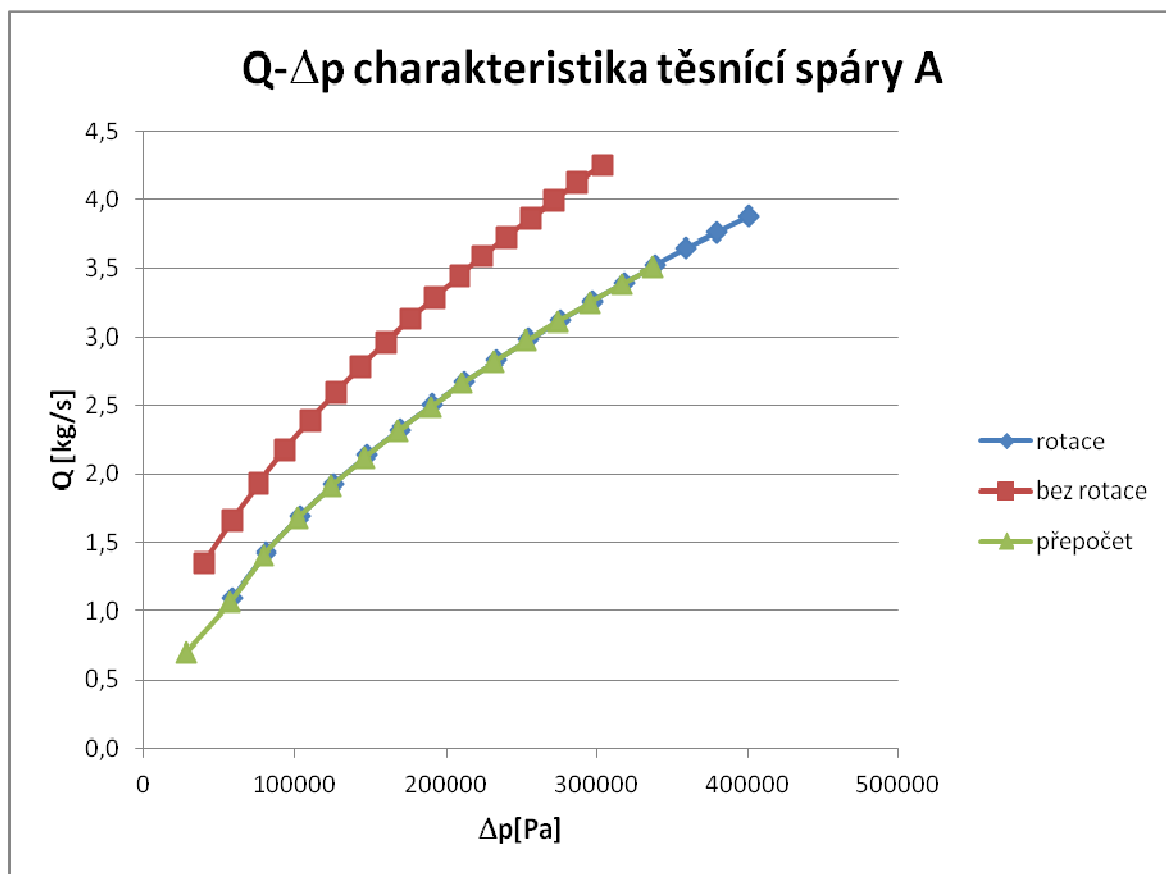
Varianta C					
totální tlak na vstupu p_{tvys} [Pa]	statický tlak na výstupu p_{svys} [Pa]	průtok Q [kg/s]	totální tlak na výstupu p_{tvys} [Pa]	rozdíl totálních tlaků Δp_t [Pa]	statický tlak na vstupu p_{svs} [Pa]
46387,7	0	0,71094	19612,6	26775,1	30068,0
96387,7	0	1,02574	45361,9	51025,8	56124,8
146387,7	0	1,37846	70846,1	75541,6	84319,2
196387,7	0	1,63847	96784,2	99603,5	110742,1
246387,7	0	1,81359	122896,7	123491,0	136579,3
296387,7	0	2,02868	146286,3	150101,4	162448,5
346387,7	0	2,20035	173946,4	172441,3	188619,6
396387,7	0	2,37126	199247,1	197140,6	214684,7
446387,7	0	2,51654	225931,7	220456,0	240246,5
496387,7	0	2,65921	251934,2	244453,5	266744,9
546387,7	0	2,79250	279243,1	267144,6	292674,7
596387,7	0	2,92459	307863,8	288523,9	317248,3
646387,7	0	3,04629	332345,9	314041,8	343687,6
696387,7	0	3,16126	359621,4	336766,3	369487,8
746387,7	0	3,28224	385885,3	360502,4	395077,2

Tab. 5.9 Výsledné hodnoty při přepočtu těsnící spáry C

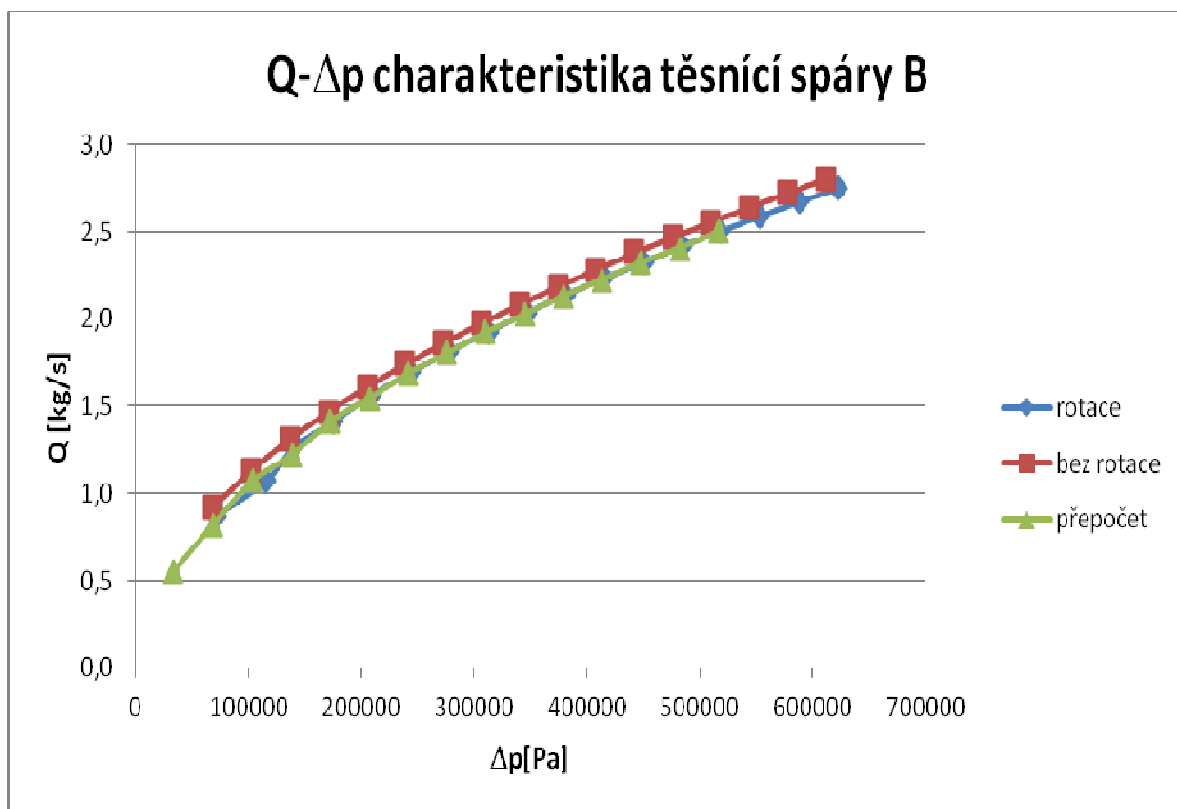
Z naměřených hodnot totálního tlaku na výstupu p_{tvys} byl spočítán rozdíl mezi totálními tlaky na vstupu a výstupu Δp_t těsnící spáry. Dále byl určen statický tlak na vstupu do těsnící spáry p_{svs} , který zároveň odpovídá rozdílu mezi tlakovými spády Δp_s . Z naměřených hodnot průtoků Q přes těsnící spáry a rozdílů totálních tlaků Δp_t jsou sestrojeny grafické závislosti. Jelikož rozdíly statických a totálních tlakových spádů nevykazují výrazné rozdíly, použil jsem k sestrojení grafů rozdílů totálních tlakových spádů. Jsou porovnávány Q - Δp závislosti podle zadání okrajových podmínek pro

jednotlivé typy geometrii a dále také $Q-\Delta p$ závislosti mezi danými variantami těsnících spár.

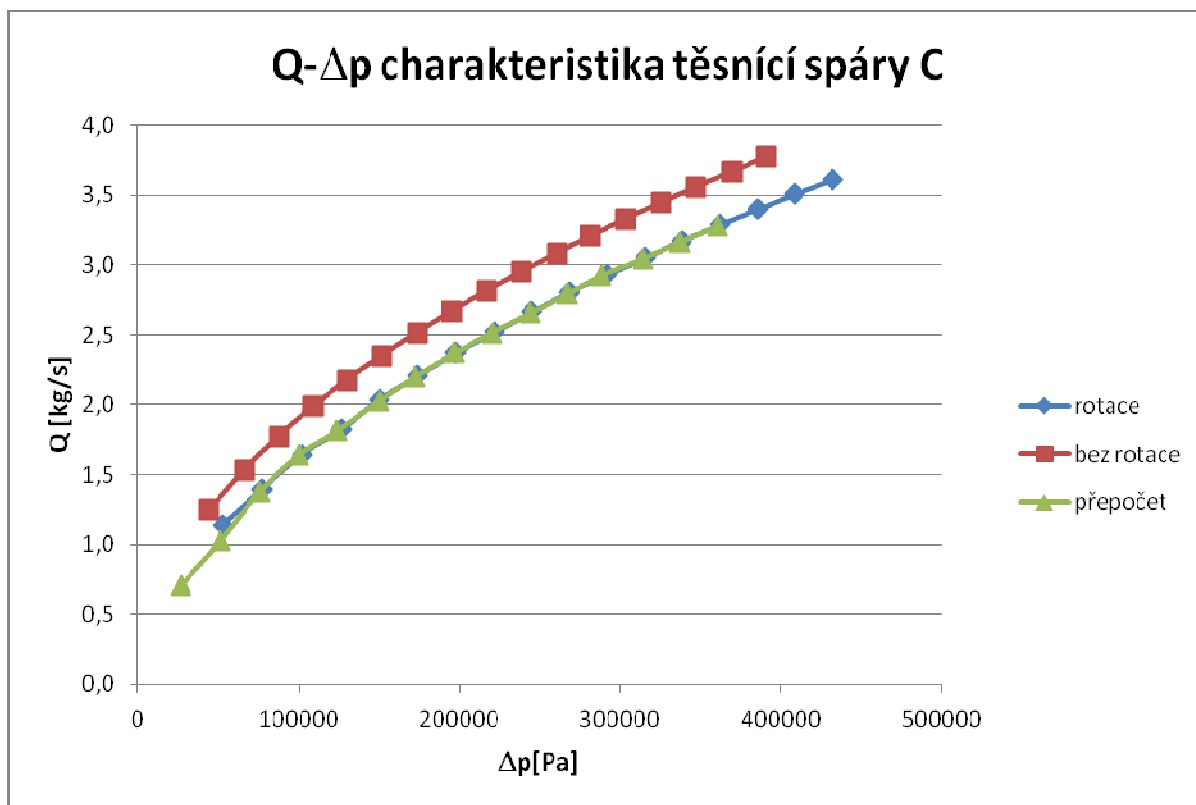
5.4 Charakteristiky těsnících spár



Obr. 5.1 $Q-\Delta p$ charakteristika těsnící spáry varianty A



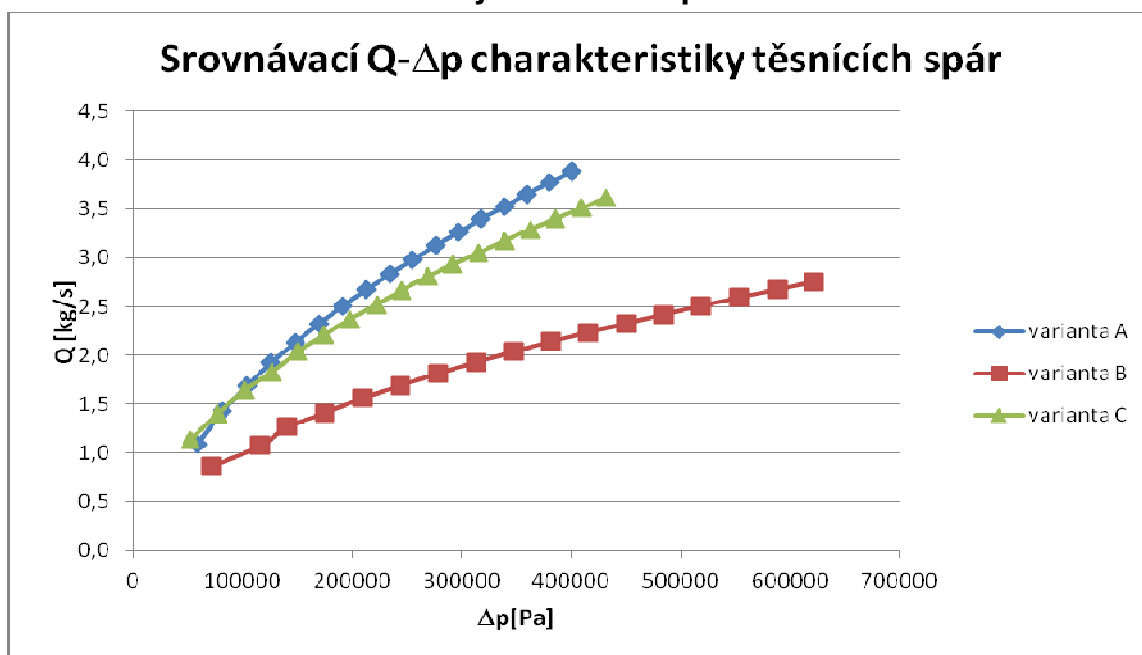
Obr. 5.2 Q- Δp charakteristika těsnící spáry varianty B



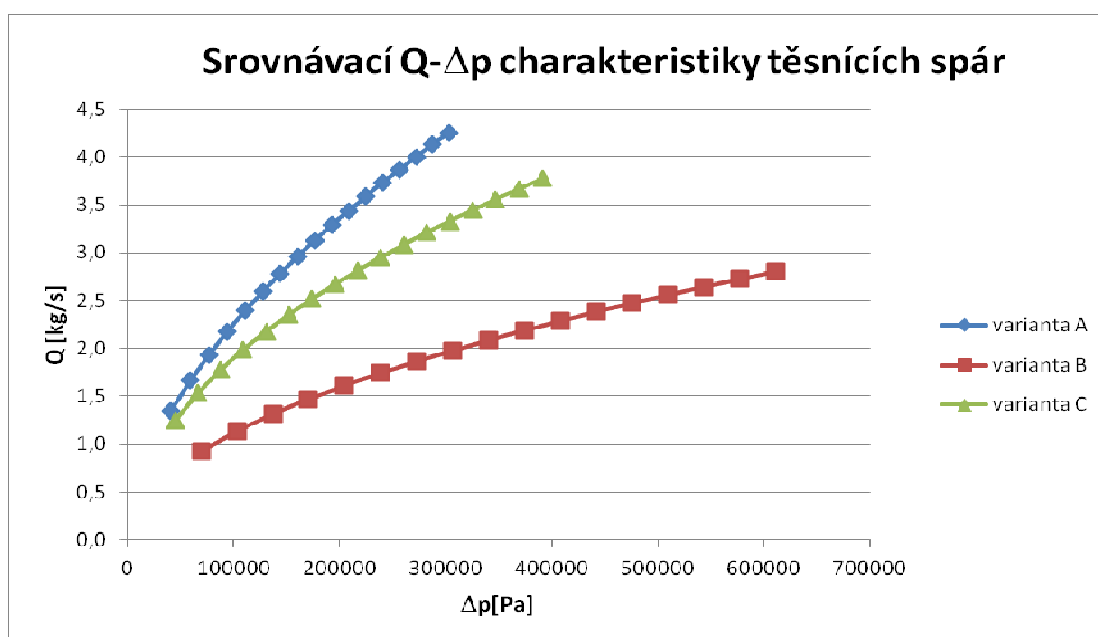
Obr. 5.3 Q- Δp charakteristika těsnící spáry varianty C

Předcházejí grafy vypovídají o tom, že těsnící spáry při definici rotace na rotorovou stěnou mají nižší průtočnost než statická spára. Díky tomuto poznatku můžeme říci, že definovat rotaci na rotorovou stěnu v porovnání s bez rotační stěnou budeme dosahovat lepší shody se skutečným prouděním. Charakteristiky při rotaci a při přepočtu tlaku v okrajové podmínce se téměř překrývají. Vlivem parabolického snížení totálního tlaku od výstupu z oběžného kola ke vstupu do těsnící spáry začíná i končí přepočtená charakteristika při nižším rozdílu totálního tlakového spádu.

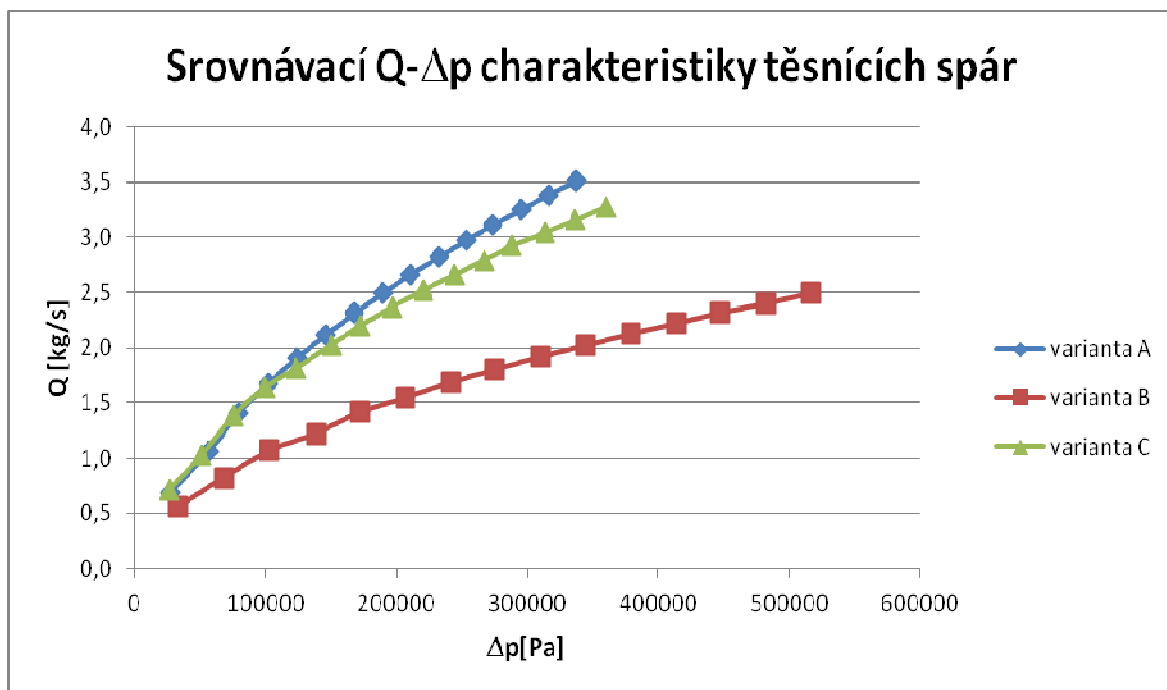
5.5 Srovnávací charakteristiky těsnících spár



Obr. 5.4 Srovnávací Q- Δp charakteristika těsnících spár při rotaci



Obr. 5.5 Srovnávací Q- Δp charakteristika těsnících spár bez rotace



Obr. 5.6 Srovnávací Q- Δp charakteristika těsnících spár s přepočtem tlaku

Ve srovnávacích grafech jsou porovnány jednotlivé typy okrajových podmínek pro navrhované geometrie. U takto navržených tvarů těsnících spár při různých vstupních nastavení má jednoznačně nejnižší průtočnost těsnící spára varianty B.

5.6 Výsledky modelování při změně otáček rotoru

Při tomto numerickém výpočtu se měnily otáčky rotoru a na rotorové stěně jsem přepočítal velikosti úhlové rychlosti podle rovnice (rov. 4.3). Pro propočítání průtočnosti těsnících spár při různých otáčkách rotoru jsem za totální tlak zadával do vstupní okrajové podmínky 200 000 Pa.

Varianta A							
otáčky rotoru n [min^{-1}]	úhlová rychlost rotoru ω [rad/s]	totální tlak na vstupu p_{tvs} [Pa]	statický tlak na výstupu p_{svys} [Pa]	průtok Q [kg/s]	totální tlak na výstupu p_{tvys} [Pa]	rozdíl totálních tlaků Δp_t [Pa]	statický tlak na vstupu p_{svs} [Pa]
2900	303,7	200000	0	1,69364	96444,5	103555,5	106703,7
2500	261,8	200000	0	1,72086	99099,5	100900,5	103541,2
2100	219,9	200000	0	1,74345	101334,7	98665,3	100879,5
1700	178,0	200000	0	1,76179	103191,9	96808,1	98692,6

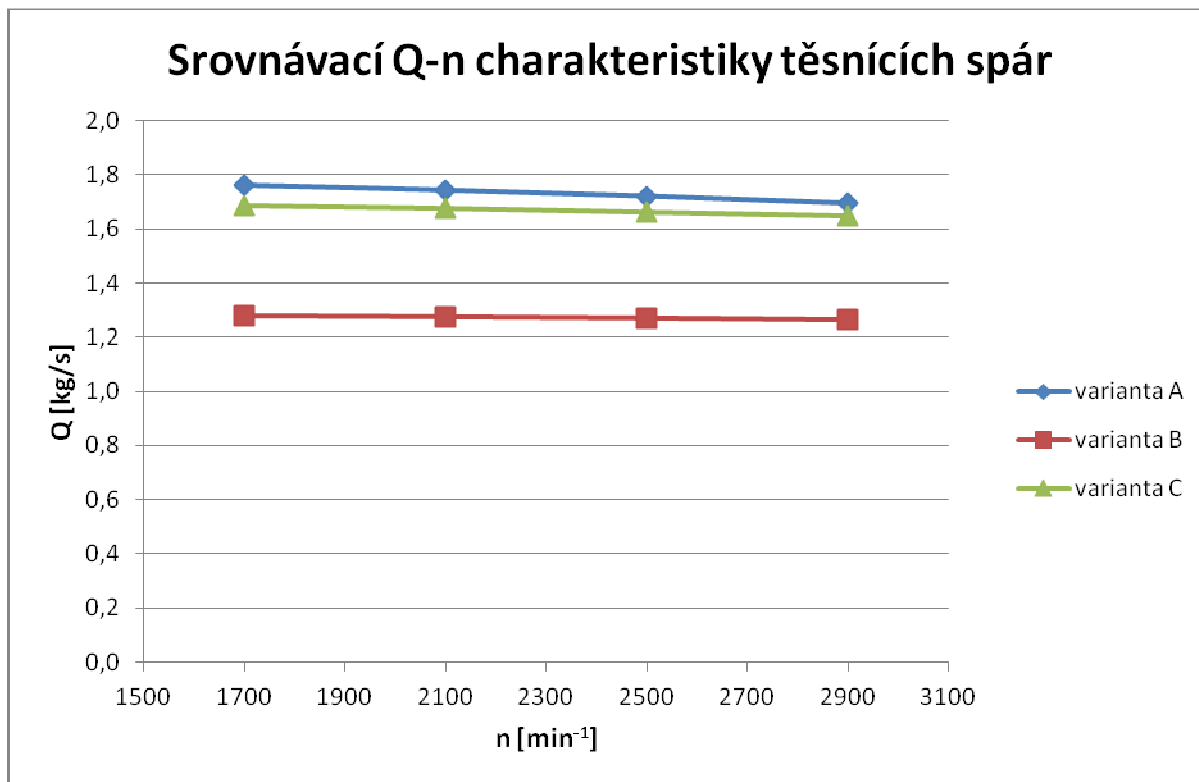
Tab. 5.10 Výsledné hodnoty při změně otáček na těsnící spáře A

Varianta B							
otáčky rotoru n [min^{-1}]	úhlová rychlost rotoru ω [rad/s]	totální tlak na vstupu p_{tvs} [Pa]	statický tlak na výstupu p_{svys} [Pa]	průtok Q [kg/s]	totální tlak na výstupu p_{tvys} [Pa]	rozdíl totálních tlaků Δp_t [Pa]	statický tlak na vstupu p_{svs} [Pa]
2900	303,7	200000	0	1,26631	59602,5	140397,5	147687,7
2500	261,8	200000	0	1,27147	59894,6	140105,4	147237,5
2100	219,9	200000	0	1,27606	60171,4	139828,6	146830,4
1700	178,0	200000	0	1,27924	60347,9	139652,1	146550,9

Tab. 5.11 Výsledné hodnoty při změně otáček na těsnící spáře B

Varianta C							
otáčky rotoru n [min^{-1}]	úhlová rychlost rotoru ω [rad/s]	totální tlak na vstupu p_{tvs} [Pa]	statický tlak na výstupu p_{svys} [Pa]	průtok Q [kg/s]	totální tlak na výstupu p_{tvys} [Pa]	rozdíl totálních tlaků Δp_t [Pa]	statický tlak na vstupu p_{svs} [Pa]
2900	303,7	200000	0	1,64708	101952,4	98047,6	111663,2
2500	261,8	200000	0	1,66179	100504,1	99495,9	110006,9
2100	219,9	200000	0	1,67729	98895,1	101105,0	108237,7
1700	178,0	200000	0	1,68780	97803,6	102196,4	107037,1

Tab. 5.12 Výsledné hodnoty při změně otáček na těsnící spáře C

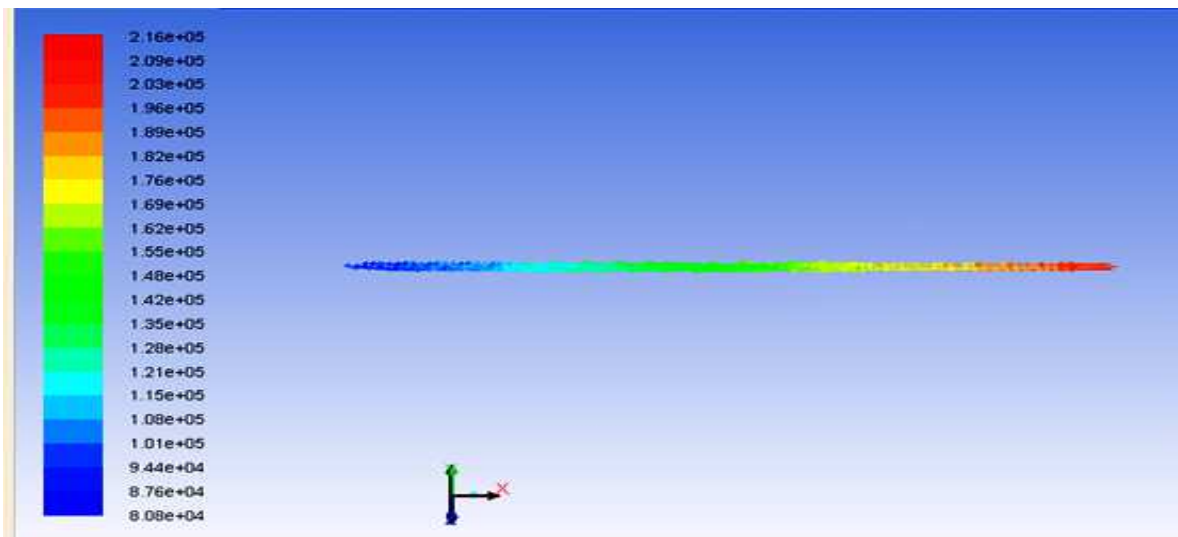


Obr.5.7 Srovnávací Q-n charakteristika těsnících spár se změnou otáček

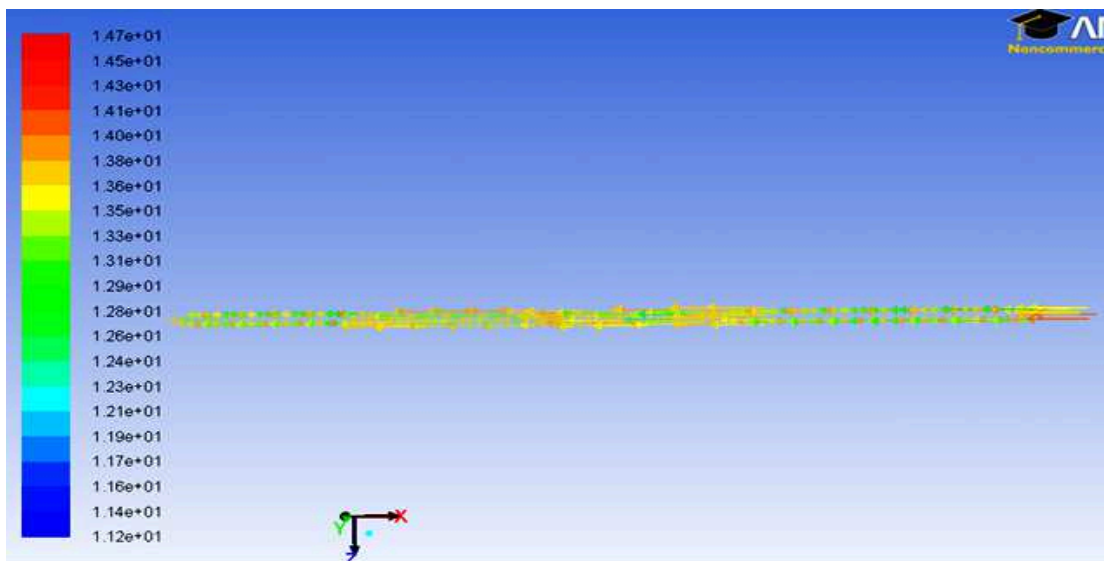
Z grafu je viditelné, že při klesajících otáčkách rotoru dochází ke zvyšování průtočnosti přes těsnící spáry.

5.7 Vizualní srovnání

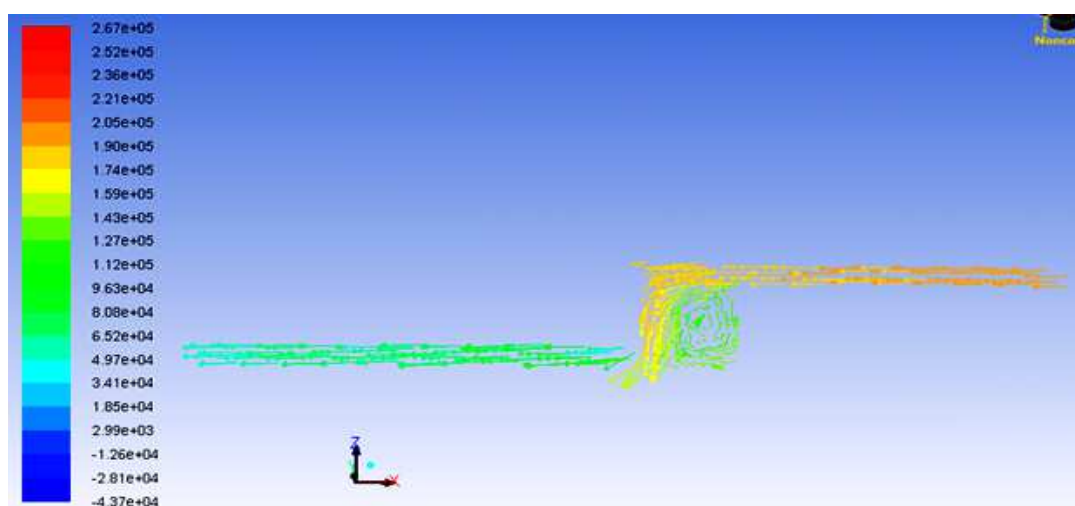
Na následujících snímcích si můžeme vizuálně porovnat průběhy rychlostí a tlaků v těsnících spárách. Jde o snímky při nastavení rotace na rotorové stěně a vstupním tlaku 200 000 Pa. Pro lepší zobrazení těchto veličin byl vytvořen radiální řez přes těsnící spáru.



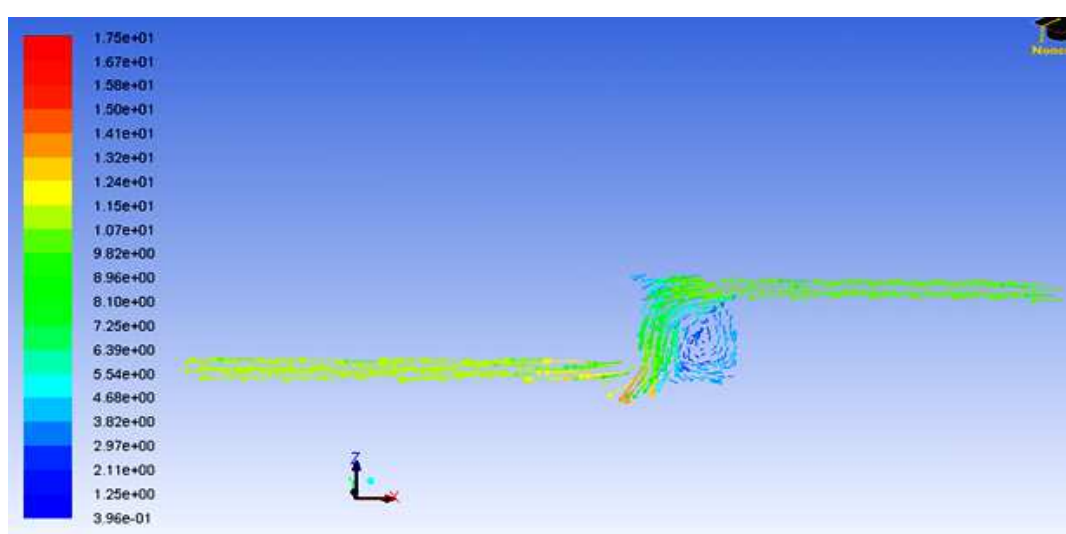
Obr. 5.8 Totální tlak po délce těsnící spáry A



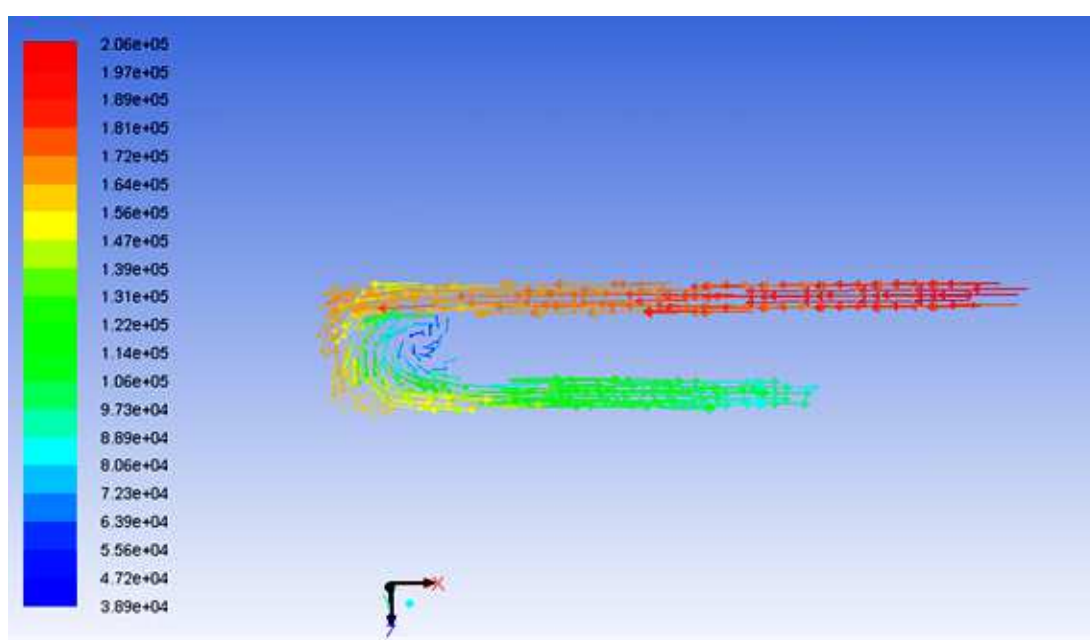
Obr. 5.9 Vektory rychlosti těsnící spáry A



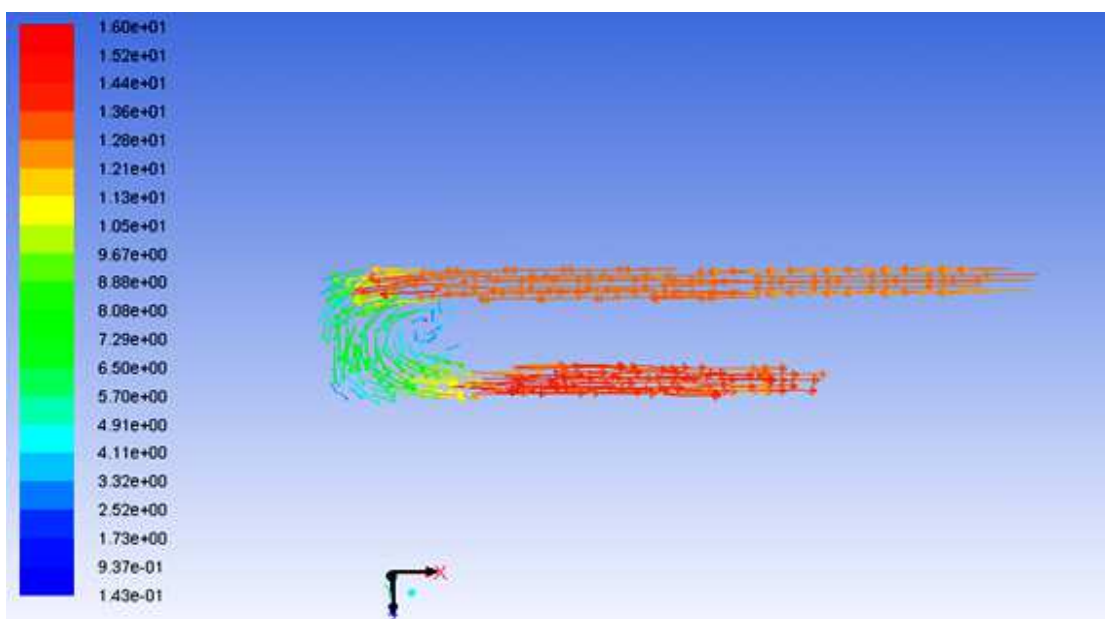
Obr. 5.10 Totální tlak po délce těsnící spáry B



Obr. 5.11 Vektory rychlosti těsnící spáry B



Obr. 5.12 Totální tlak po délce těsnící spáry C



Obr. 5.13 Vektory rychlosti těsnící spáry C

6 VLIV GEOMETRIE SPÁRY NA OBJEMOVOU ÚČINNOST

Objemové ztráty jsou závislé na součtu jednotlivých průsaků, které vznikají v hydrodynamickém čerpadle. Můžeme do nich začlenit ztrátové průtoky v těsnících spárách, kudy proudí kapalina mezi výtlačkem a sáním oběžného kola čerpadla, nebo unikající kapalinu přes odlehčovací zařízení pro vyrovnání axiálního tahu motoru, ale také ztráty v odlehčovacích otvorech v nosném kotouči u jednostupňových čerpadel a ztráty pro pomocné účely jako je napájení hydrostatických ložisek, výplach, chlazení. Objemová účinnost je definována rovnicí (rov. 2.2).

V mém případě mě zajímaly průtokové ztráty přes různé tvary těsnících spár. Z vypočtených hodnot, které jsme obdržely numerickou simulací, a grafických závislostí z kap. 5.5. můžu určit, že navrhovaná varianta B těsnící spáry má nejnižší hodnoty průtočnosti, tím pádem má vyšší hodnoty objemové účinnosti než ostatní typy spár.

Přesné hodnoty objemové účinnosti nemohu vyčíslit, protože neznám průtok vystupující z oběžného kola čerpadla. Ale ověříme si optimálnost navrhovaných geometrií tím, že si vypočítám průtokový součinitel, který by se měl pohybovat mezi hodnotami 0,2 – 0,6. Jeho hodnoty se mohou měnit v závislostech popsanych v kap. 2.

Při výpočtu budeme vycházet z rovnice (rov. 2.1) pro průsak čerpadlem a z ní si odvodím průtokový součinitel μ jako:

$$\mu = \frac{q_i}{S_i * \sqrt{\frac{2 * \Delta p_t}{\rho}}} \quad \text{rov. 6.1}$$

Vzorový výpočet pro těsnící spáru A s rotací a vstupním tlakem 100 000 Pa.

$$\mu = \frac{1,09593}{0,000124 * \sqrt{\frac{2 * 58320,5}{1000}}} = 0,818$$

$$\text{Kde } S_i = \pi * D * \delta = \pi * 0,079 * 0,0005 = 0,000124 \text{ m}^2 \quad \text{rov. 6.4}$$

Tabulka vypočtených hodnot průtokových součinitelů μ

průtokový součinitel	Varianta A			Varianta B			Varianta C		
	rotace	bez rotace	přepočet	rotace	bez rotace	přepočet	rotace	bez rotace	přepočet
$\mu [1]$	0,818	1,213	0,751	0,587	0,634	0,550	0,895	1,062	0,783
	1,064	1,238	0,807	0,570	0,637	0,567	0,909	1,073	0,818
	1,264	1,261	0,898	0,609	0,639	0,601	0,930	1,080	0,904
	1,438	1,283	0,946	0,608	0,641	0,592	0,925	1,085	0,935
	1,594	1,298	0,977	0,617	0,642	0,613	0,947	1,087	0,930
	1,737	1,311	0,999	0,618	0,642	0,612	0,954	1,086	0,944
	1,871	1,323	1,017	0,621	0,643	0,619	0,961	1,087	0,955
	1,994	1,333	1,032	0,621	0,643	0,619	0,963	1,089	0,962
	2,112	1,343	1,044	0,623	0,644	0,622	0,971	1,088	0,966
	2,225	1,352	1,055	0,624	0,644	0,622	0,976	1,088	0,969
	2,332	1,356	1,064	0,625	0,645	0,624	0,978	1,088	0,974
	2,435	1,364	1,073	0,624	0,645	0,624	0,979	1,089	0,981
	2,534	1,372	1,079	0,626	0,645	0,626	0,983	1,088	0,980
	2,629	1,374	1,086	0,626	0,646	0,624	0,985	1,087	0,982
	2,722	1,382	1,091	0,627	0,645	0,627	0,987	1,088	0,985
	2,811	1,388		0,627	0,646		0,988	1,086	
	2,898	1,390		0,628	0,646		0,991	1,087	

Tab. 6.1 Vypočítané hodnoty průtokových součinitelů μ

Z vypočtených hodnot vyplývá, že nejbližše daným hodnotám průtokového součinitele μ je navrhovaná geometrie B. Hodnoty součinitele se s rostoucím tlakovým spádem zvyšují.

ZÁVĚR

V mé diplomové práci bylo hlavním úkolem navrhnout tři varianty geometrie těsnících spár v čerpadle a prozkoumat jejich těsnící schopnost a s tím souvisejícím průtok přes tyto spáry. Při návrhu bylo dbáno, aby těsnící spáry měly konstantní délku a výšku. Numerickým výpočtem v programu FLUENT byl určen nejvhodnější tvar těsnící spáry vzhledem k objemové účinnosti, kterou se snažíme minimalizovat. Práce neobsahuje praktický experiment, proto se jedná o srovnání numerických výpočtů.

V teoretické části diplomové práce je popsána funkce, princip a hlavní konstrukční části hydrodynamického čerpadla. Dále je proveden rozbor příčin a míst, kde vznikají objemové ztráty u hydrodynamických čerpadel. Třetí kapitola je věnována mechanismům proudění v těchto úzkých spárách.

V další části byly navrženy tři odlišné geometrie těsnících spár. Bylo popsáno základní nastavení softwaru a to hlavně použitého matematického modelu *k-omega, Standard, Shear Flow Corrections*, který byl vybrán pro turbulentní řešení proudění v těsnících spárách, definování okrajových podmínek.

Po nastavení softwaru jsem přistoupil k řešení jednotlivých variant geometrií těsnících spár a vyhodnocení průtočnosti a zjištění tlakových poměrů na vstupu a výstupu z těsnících spár. Z výsledných hodnot byly sestrojeny $Q-\Delta p$ charakteristiky, kde je porovnáván vliv různých okrajových podmínek pro jednotlivé spáry a následně jsou jednotlivé typy těsnících spár porovnávány mezi sebou. Z těchto charakteristik je viditelné, že nejlepší těsnící schopnost je při takto navržených tvarech na spáře typu B.

V poslední kapitole jsem vypočítal průtokové součinitele pro těsnící spáry, kterým jsem zjišťoval optimálnost navrhovaných geometrií a okrajových podmínek. Z tab. 6.1 vyplývá, že právě spára typu B s přepočítaným vstupním tlakem do spáry se nejvíce blíží optimálním hodnotám součinitele průtoku.

Výsledky z této práce mohou podkladem pro další řešení této problematiky. Bylo by ovšem dobré mít možnost výsledky porovnat s praktickým experimentem. Abychom mohli zjistit, jak moc se s nastavenými okrajovými podmínkami blížíme skutečným hodnotám. Vzhledem k tomu, že bylo použito jednoho turbulentního modelu, je možno testovat jiné turbulentní modely, které nabízí výpočtový program FLUENT. V práci byly navrženy tři typy geometrií, ale dále se mohou zkoumat mnohé další varianty geometrií jako třeba labyrintová těsnění, která mají velkou škálu tvarových modifikací.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] MELICHAR, J., BLÁHA, J. *Problematika soudobé čerpací techniky*. Praha: ČVUT, 2007. 265 s. ISBN 978-80-01-03719-5.
- [2] BLÁHA, J., BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. Praha: ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9.
- [3] BLÁHA, J., BRADA, K. *Hydraulické stroje*. 1 st edition Praha: SNTL, 1992. 747 s. ISBN 80-03-00665-1.
- [4] BLEJCHAR, T., *Návody do cvičení „Modelování proudění“ – CFX*. VŠB-TU Ostrava, 2008. [online]. Datum poslední revize 16. 11. 2008. Dostupné z < <http://www.338.vsb.cz/PDF/Blejchar-CFX.pdf>>
- [5] BOJKO, M., *Návody do cvičení „Modelování proudění“ – FLUENT*. VŠB TU Ostrava, 2008. [online]. Datum poslední revize 12. 12. 2008. Dostupné z < <http://www.338.vsb.cz/PDF/Bojko-Fluent.pdf>>
- [6] ZAVADIL, L., *Numerické modelování proudění v hydrodynamickém čerpadle*. Ostrava, 2009. 60 s. Diplomová práce na Fakultě strojní VŠB-TU Ostrava.
- [7] GÜLICH, J. F. *Centrifugal pumps*. Second edition, Springer, 2010 964 p. ISBN 978-3-642-12823-3.
- [8] KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. VŠB-TU Ostrava, 2008. [online]. Datum poslední revize 12. 12. 2008. Dostupné z < <http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>>
- [9] BOLDIŠ, P. *Bibliografické citace podle dokumentů ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*. [online]. Datum poslední revize 11. 11. 2004. Dostupné z < <http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>>
- [10] STRÝČEK, O. *Hydrodynamické čerpadlá*. 2. vyd. Bratislava: STU, 1994. 297 s. ISBN 80-227-0662-0.
- [11] KROUZA, V. *Čerpadla odstředivá a jim příbuzná*. ČSAV Praha, 1956. 364 s.
- [12] BRDIČKA, M., SAMEK, L., SOPKO, B. *Mechanika kontinua*. 4. vyd. Praha: Academia, 2011. 878 s. ISBN 978-80-200-2039-0.

- [13] DRÁBKOVÁ, S., a kolektiv. *Mechanika tekutin*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007 [online]. Datum poslední revize 2007. Dostupné z <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Drabkova-Mechanikatekutin.pdf>>
- [14] VYDOMUS, T. *Vliv tvaru lopatky radiálního oběžného kola na charakteristiky odstředivého čerpadla*. Ostrava, 2012. Bakalářská práce na Fakultě strojní VŠB-TU Ostrava. Školitel Sylva Drábková.
- [15] BLEJCHAŘ, T., DRÁBKOVÁ, S. *Čerpací technika a potrubí, návody do cvičení*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010 [online]. Datum poslední revize 2010. Dostupné <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Blechar-Drabkova-CTaPNDC.pdf>>
- [16] DRÁBKOVÁ, S. *Doprava kapalin*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010 [online]. Datum poslední revize 2010. Dostupné z < <http://www.338.vsb.cz/studium9.htm>>
- [17] *Light my pump*. Datum poslední revize 20. 4. 2009. Dostupné z < http://www.pumpfundamentals.com/pump_glossary.htm>
- [18] PACIGA, A., STRÝČEK, O., GANČO, M. *Čerpacia technika*. Praha: SNTL, 1984. 224 s.
- [19] FLUENT 6.3.26 – *User's guide*. Fluent Inc. 2003 Datum poslední revize 3.10.2006. Dostupné z <http://spc.vsb.cz/portal/cz/documentation/manual/doc.vsb.cz/Aplikacni%20software/FlueFI_6.3.26/pdf/ug/flug.pdf>
- [20] OCÁSEK, A. *Proudění ve spárách*. Brno 2013. Diplomová práce na Fakultě strojního inženýrství VUT Brno.

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

C_v	empirická konstanta	[-]
D_{1t}	průměr, na kterém je těsnicí spára	[m]
D_2	výstupní průměr oběžného kola	[m]
G_k	produkce k v důsledku středního gradientu rychlosti	[kg*m ⁻¹ *s ⁻³]
G_ω	produkce ω v důsledku středního gradientu rychlosti	[kg*m ⁻³ *s ⁻²]
Q_v	objemový průtok	[m ³ *s ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
S	plocha	[m ²]
S_k	zdrojový člen definovaný uživatelem	[kg*m ⁻¹ *s ⁻³]
S_ω	zdrojový člen definovaný uživatelem	[kg*m ⁻³ *s ⁻²]
Y_k	disipace k důsledkem turbulence	[kg*m ⁻¹ *s ⁻³]
Y_ω	disipace ω důsledkem turbulence	[kg*m ⁻³ *s ⁻²]
Y_t	teoretická měrná energie čerpadla	[J*kg ⁻¹]
b	šířka kola na průměru D	[m]
c	absolutní rychlost	[m*s ⁻¹]
c_m	meridiánová rychlost	[m*s ⁻¹]
c_u	hybná složka absolutní rychlosti	[m*s ⁻¹]
d_{1t}	průměr těsnicí spáry	[m]
g	gravitační zrychlení	[m*s ⁻²]
h	výška kapaliny	[m]
h_z	ztrátová výška kapaliny	[m]
k	turbulentní kinetická energie	[m ² *s ⁻²]
l	délka spáry	[m]
n	otáčky rotoru	[min ⁻¹]
n_q	objemové měrné otáčky	[min ⁻¹]
p	tlak kapaliny	[Pa]
Δp	tlakový spád	[Pa]
q	průsak kapaliny	[m ³ *s ⁻¹]
q_i	dílčí průsaky kapaliny	[m ³ *s ⁻¹]
v	rychlost kapaliny	[m*s ⁻¹]
v_r	unášivá rychlost rotoru	[m*s ⁻¹]
v_t	tangenciální rychlost rotoru	[m*s ⁻¹]
u	složka unášivé rychlosti kapaliny	[m*s ⁻¹]
x	mezera mezi stěnami čerpadla	[m]
z	vzdálenost v ose z od střední roviny spáry	[m]
Γ_k	difuzivita k	[Pa*s]

Γ_ω	difuzivita ω	[Pa*s]
α	úhel mezi obvodovou a absolutní rychlostí	[°]
α^*	koeficient tlumení turbulentní viskozity	[-]
β	úhel mezi obvodovou a relativní rychlostí	[°]
ε	rychlost disipace	[m ² *s ⁻³]
δ	tloušťka spáry	[m]
η_v	objemová účinnost	[%]
μ	dynamická viskozita	[Pa*s]
μ_i	průtokový součinitel	[-]
μ_t	turbulentní viskozita	[Pa*s]
ρ	hustota	[kg*m ⁻³]
σ_k, σ_ω	turbulentní Prandtlůva čísla pro k a ω	[-]
τ	smykové napětí	[Pa]
ω	úhlová rychlost	[rad*s ⁻¹]

Indexy:

i	složka vektoru	[-]
j	sčítací index	[-]
s	statický tlak	[-]
t	totální tlak	[-]
v_s	vstupní tlak	[-]
v_{ys}	výstupní tlak	[-]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1	Odstředivé horizontální čerpadlo	9
Obr. 1.2	Kinematické poměry na vstupu a výstupu z oběžného kola	11
Obr. 1.3	Řez hydrodynamickým čerpadlem	13
Obr. 1.4	Druhy oběžných kol	14
Obr. 1.5	Lopatkový rozvaděč	15
Obr. 1.6	Bezlopatková spirála	15
Obr. 2.1	Průběh tlaku a tlakový spád v těsnící spáře	18
Obr. 2.2	Tvary těsnících spár mezi prstenci tělesa čerpadla a sacího disku radiálního oběžného kola	20
Obr. 3.1	Couettovo proudění v úzké mezeře – rychlostní profil	22
Obr. 3.2	Poiseuilleovo proudění v úzké mezeře – rychlostní profil	22
Obr. 4.1	Umístění těsnící spáry	25
Obr. 4.2	Zakótovaná geometrie těsnících spár varianty A, B, C	26
Obr. 4.3	Schéma sítě těsnící spáry-varianta A	27
Obr. 4.4	Parabolické snížení tlaku	30
Obr. 5.1	$Q-\Delta p$ charakteristika těsnící spáry varianty A	38
Obr. 5.2	$Q-\Delta p$ charakteristika těsnící spáry varianty B	39
Obr. 5.3	$Q-\Delta p$ charakteristika těsnící spáry varianty C	39
Obr. 5.4	Srovnávací $Q-\Delta p$ charakteristika těsnících spár při rotaci	40
Obr. 5.5	Srovnávací $Q-\Delta p$ charakteristika těsnících spár bez rotace	40
Obr. 5.6	Srovnávací $Q-\Delta p$ charakteristika těsnících spár s přepočtem tlaku	41
Obr. 5.7	Srovnávací $Q-n$ charakteristika těsnících spár se změnou otáček	42
Obr. 5.8	Totální tlak po délce těsnící spáry A	43
Obr. 5.9	Vektory rychlosti těsnící spáry A	43

Obr. 5.10	Totální tlak po délce těsnící spáry B	44
Obr. 5.11	Vektory rychlosti těsnící spáry B	44
Obr. 5.12	Totální tlak po délce těsnící spáry C	44
Obr. 5.13	Vektory rychlosti těsnící spáry C	45

SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1	Objemová účinnost odstředivých čerpadel [2]	19
Tab. 4.1	Počet buněk variant A, B, C	27
Tab. 5.1	Výsledné hodnoty bez rotace těsnící spáry A	33
Tab. 5.2	Výsledné hodnoty bez rotace těsnící spáry B	33
Tab. 5.3	Výsledné hodnoty bez rotace těsnící spáry C	34
Tab. 5.4	Výsledné hodnoty při rotaci těsnící spáry A	35
Tab. 5.5	Výsledné hodnoty při rotaci těsnící spáry B	35
Tab. 5.6	Výsledné hodnoty při rotaci těsnící spáry C	36
Tab. 5.7	Výsledné hodnoty při přepočtu těsnící spáry A	36
Tab. 5.8	Výsledné hodnoty při přepočtu těsnící spáry B	37
Tab. 5.9	Výsledné hodnoty při přepočtu těsnící spáry C	37
Tab. 5.10	Výsledné hodnoty při změně otáček na těsnící spáře A	41
Tab. 5.11	Výsledné hodnoty při změně otáček na těsnící spáře B	42
Tab. 5.12	Výsledné hodnoty při změně otáček na těsnící spáře C	42
Tab. 6.1	Vypočítané hodnoty průtokových součinitelů μ	46

Dovoluji si tímto poděkovat doc. Ing. Sylvě Drábkové, Ph.D. za odborné vedení při vypracování této diplomové práce, konzultace a podnětné připomínky, které mi byly poskytnuty v průběhu jejího vypracování.